



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

DVOU TLAKÝ HORIZONTÁLNÍ KOTEL NA ODPADNÍ TEPLO (HRSG)

HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR WITH TWO PRESSURE LEVELS

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. JAROSLAV MARŠÍK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. MARTIN LISÝ, Ph.D.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2014/15

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jaroslav Maršík

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Energetické inženýrství (2301T035)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Dvoutlaký horizontální kotel na odpadní teplo (HRSG)

v anglickém jazyce:

Heat Recovery Steam Generator with Two Pressure Levels

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Seznámit se s problematikou navrhování kotlů na odpadní teplo za plynové turbíny na zemní plyn a navrhnout kotel o parametrech:

Množství spalin: 90kg/s, teplota spalin 530°C.

Parametry přehřáté páry: vysokotlaký okruh 5,8MPa; 470°C
nízkotlaký okruh 0,5MPa; 240°C

Teplota napájecí vody: 65°C

Objemové složení spalin: O₂ = 12,9%; Ar = 0,88%; N₂ = 75%; CO₂ = 3,64%; H₂O = 7,58%

Cíle diplomové práce:

Návrh dvoutlakého horizontálního kotle na odpadní teplo za plynovou turbínou dle zadání, včetně dimenzování výhřevných ploch.

Seznam odborné literatury:

Černý, V.: Parní kotle, SNTL 1983

Budaj: Tepelný výpočet kotle, VUT Brno 1983

Baláš, M.: Kotle a výměníky tepla, Brno 2009, ISBN 978-80-214-3955-9

Dlouhý, T.: Výpočty kotlů a spalinových výměníků, ČVUT v Praze, 2007, ISBN 978-80-01-03757-7

Vedoucí diplomové práce: Ing. Martin Lisý, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/15.

V Brně, dne 19.11.2014



doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
Ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
Děkan

Abstrakt

Tato diplomová práce pojednává o návrhu dvoutlakého kotle na odpadní teplo. Je rozdělena do devíti částí, ta první popisuje, jak bude kotel proveden a rozložen. Druhá část se věnuje tepelnému výpočtu. Třetí část se zabývá návrhem spalínového kanálu. Čtvrtá část popisuje návrhy jednotlivých výhřevných ploch, od přehříváků, přes výparníky, po ekonomizéry. Následuje zobrazení skutečného pilového diagramu a volba materiálů. V sedmé kapitole se popisuje výpočet vnějších potrubí a osmá část se věnuje výpočtu bubnů. Poslední kapitola se zabývá výpočtem tahové ztráty kotle.

Klíčová slova

Kotel na odpadní teplo, HRSG, spalínový kotel, dvoutlaký, horizontální provedení, návrh spalínového kanálu, návrh výhřevných ploch, tahová ztráta kotle, návrh bubnů.

Abstract

The Master's thesis dealing with design of heat recovery steam generator with two pressure levels is split into nine sections. The first section describes the design and the layout of HRSG. The second part deals with heat calculation. The third section deals with design of flue-gas duct. The fourth part describes designs of individual heating surfaces, including steam superheaters, vaporizers and economizer. Next section shows the real temperature diagram and choice of the materials. The seventh section describes the calculation of outer pipelines and the eighth part deals with the drums design. The last section deals with the calculation of draft loss of steam generator.

Key words

Heat recovery steam generator, HRSG, two pressure levels, horizontal design, design of heating surfaces, design of flue-gas duct, draft loss of steam generator, drums design.

Bibliografická citace

MARŠÍK, J. *Dvoutlaký horizontální kotel na odpadní teplo (HRSG)*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 124 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Martin Lisý, Ph.D.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, pouze za přispění odborných konzultací a odborné literatury, uvedené v seznamu použitých zdrojů a literatury.

V Brně dne 29. května 2015

.....

Podpis

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu mé práce, panu Ing. Martinovi Lisému, Ph.D., a konzultantovi, Ing. Pavlovi Křeminskému, za odborné konzultace a cenné rady, které mi při zpracovávání mé diplomové práce poskytli. V neposlední řadě děkuji své rodině a přítelkyni za projevenou podporu.

Obsah:

| | |
|---|----|
| Úvod | 14 |
| 1 Popis kotle..... | 15 |
| 1.1 Zadané parametry | 15 |
| 2 Tepelný výpočet..... | 17 |
| 2.1 Postup tepelného výpočtu | 17 |
| 2.2 Předběžný návrh pilového diagramu | 17 |
| 2.3 Parametry chladicího média v bodech pilového diagramu..... | 19 |
| 2.3.1 Parametry ve vysokotlakém okruhu | 19 |
| 2.3.2 Parametry v nízkotlakém okruhu | 20 |
| 2.4 Přepočty spalín..... | 21 |
| 2.4.1 Entalpie spalín | 21 |
| 2.4.2 Objemový tok spalín | 22 |
| 2.5 Výkony vysokotlakých částí kotle..... | 22 |
| 2.5.1 Parametry spalín v bodech A a D pilového diagramu..... | 22 |
| 2.5.2 Teplo dodané spalínami mezi body A a D pilového diagramu | 23 |
| 2.5.3 Ztráta sáláním a poměrná ztráta | 23 |
| 2.5.4 Teplo předané páře mezi body 1 a 6 pilového diagramu | 23 |
| 2.5.5 Výkon vysokotlakého okruhu kotle | 23 |
| 2.5.6 Předaná tepla v jednotlivých výhřevných plochách vysokotlakého okruhu | 24 |
| 2.5.7 Kontrola předaných tepel ve vysokotlakém okruhu..... | 24 |
| 2.6 Výkony nízkotlakých částí kotle | 25 |
| 2.6.1 Parametry spalín v bodech E a H pilového diagramu | 25 |
| 2.6.2 Teplo dodané spalínami mezi body E a H pilového diagramu | 25 |
| 2.6.3 Teplo předané páře mezi body 11 a 14 pilového diagramu | 26 |
| 2.6.4 Výkon nízkotlakého okruhu kotle | 26 |
| 2.6.5 Předaná tepla v jednotlivých výhřevných plochách nízkotlakého okruhu | 26 |
| 2.6.6 Kontrola předaných tepel v nízkotlakém okruhu | 26 |
| 2.7 Přehled vypočtených hodnot..... | 27 |
| 3 Návrh spalínového kanálu | 28 |
| 3.1 Postup výpočtu spalínového kanálu..... | 28 |
| 3.2 Návrh rozměrů trubek a žeber VP2 | 29 |
| 3.3 Počet trubek v jedné podélné řadě VP2 | 29 |
| 3.4 Průtočná plocha spalín..... | 30 |
| 3.5 Rozměry spalínového kanálu..... | 31 |
| 3.6 Přehled vypočtených hodnot..... | 31 |
| 4 Návrh výhřevných ploch..... | 32 |
| 4.1 Postup výpočtu výhřevných ploch..... | 32 |

| | | |
|--------|--|----|
| 4.2 | Návrh výpočtu vysokotlakého přehříváku VP2 | 35 |
| 4.2.1 | Návrh rozměrů trubek a žeber VP2 | 35 |
| 4.2.2 | Součinitel přestupu tepla ze strany spalín VP2..... | 35 |
| 4.2.3 | Součinitel přestupu tepla ze strany páry VP2 | 37 |
| 4.2.4 | Součinitel prostupu tepla VP2 | 37 |
| 4.2.5 | Počet podélných řad VP2..... | 38 |
| 4.2.6 | Rozložení trubek ve VP2 | 39 |
| 4.2.7 | Skutečné předané teplo ve VP2 | 39 |
| 4.2.8 | Skutečná teplota spalín v bodě B pilového diagramu..... | 40 |
| 4.2.9 | Přehled vypočtených hodnot VP2 | 40 |
| 4.3 | Návrh výpočtu vysokotlakého přehříváku VP1 | 40 |
| 4.3.1 | Návrh rozměrů trubek a žeber VP1 | 41 |
| 4.3.2 | Počet trubek v jedné podélné řadě VP1 | 41 |
| 4.3.3 | Součinitel přestupu tepla ze strany spalín VP1..... | 42 |
| 4.3.4 | Součinitel přestupu tepla ze strany páry VP1 | 44 |
| 4.3.5 | Součinitel prostupu tepla VP1 | 44 |
| 4.3.6 | Počet podélných řad VP1..... | 45 |
| 4.3.7 | Rozložení trubek ve VP1 | 46 |
| 4.3.8 | Skutečné předané teplo ve VP1 | 46 |
| 4.3.9 | Skutečná teplota spalín v bodě C pilového diagramu..... | 47 |
| 4.3.10 | Přehled vypočtených hodnot VP1 | 47 |
| 4.4 | Návrh výpočtu vysokotlakého výparníku VV..... | 48 |
| 4.4.1 | Návrh rozměrů trubek a žeber VV..... | 48 |
| 4.4.2 | Počet trubek v jedné podélné řadě VV | 48 |
| 4.4.3 | Součinitel přestupu tepla ze strany spalín VV | 49 |
| 4.4.4 | Součinitel prostupu tepla VV..... | 51 |
| 4.4.5 | Počet podélných řad VV | 51 |
| 4.4.6 | Rozložení trubek ve VV | 52 |
| 4.4.7 | Skutečné předané teplo ve VV | 53 |
| 4.4.8 | Skutečná teplota spalín v bodě D pilového diagramu | 53 |
| 4.4.9 | Přehled vypočtených hodnot VV..... | 54 |
| 4.5 | Návrh výpočtu vysokotlakého ekonomizéru VE3 | 54 |
| 4.5.1 | Návrh rozměrů trubek a žeber VE3 | 54 |
| 4.5.2 | Počet trubek v jedné podélné řadě VE3..... | 55 |
| 4.5.3 | Součinitel přestupu tepla ze strany spalín VE3 | 57 |
| 4.5.4 | Součinitel prostupu tepla VE3 | 58 |
| 4.5.5 | Počet podélných řad VE3 | 59 |

| | | |
|--------|--|----|
| 4.5.6 | Rozložení trubek ve VE3 | 60 |
| 4.5.7 | Skutečné předané teplo ve VE3 | 60 |
| 4.5.8 | Skutečná teplota spalin v bodě E pilového diagramu | 61 |
| 4.5.9 | Přehled vypočtených hodnot VE3 | 61 |
| 4.6 | Návrh výpočtu nízkotlakého přehříváku NP | 62 |
| 4.6.1 | Návrh rozměrů trubek a žeber NP | 62 |
| 4.6.2 | Počet trubek v jedné podélné řadě NP | 62 |
| 4.6.3 | Součinitel přestupu tepla ze strany spalin NP | 64 |
| 4.6.4 | Součinitel přestupu tepla ze strany páry NP | 65 |
| 4.6.5 | Součinitel prostupu tepla NP | 65 |
| 4.6.6 | Počet podélných řad NP | 66 |
| 4.6.7 | Rozložení trubek v NP | 67 |
| 4.6.8 | Skutečné předané teplo v NP | 67 |
| 4.6.9 | Skutečná teplota spalin v bodě F pilového diagramu | 68 |
| 4.6.10 | Přehled vypočtených hodnot NP | 68 |
| 4.7 | Návrh výpočtu vysokotlakého ekonomizéru VE2 | 69 |
| 4.7.1 | Návrh rozměrů trubek a žeber VE2 | 69 |
| 4.7.2 | Počet trubek v jedné podélné řadě VE2 | 69 |
| 4.7.3 | Součinitel přestupu tepla ze strany spalin VE2 | 71 |
| 4.7.4 | Součinitel prostupu tepla VE2 | 72 |
| 4.7.5 | Počet podélných řad VE2 | 73 |
| 4.7.6 | Rozložení trubek ve VE2 | 74 |
| 4.7.7 | Skutečné předané teplo ve VE2 | 74 |
| 4.7.8 | Skutečná teplota spalin v bodě G pilového diagramu | 75 |
| 4.7.9 | Přehled vypočtených hodnot VE2 | 75 |
| 4.8 | Návrh výpočtu nízkotlakého výparníku NV | 76 |
| 4.8.1 | Návrh rozměrů trubek a žeber NV | 76 |
| 4.8.2 | Počet trubek v jedné podélné řadě NV | 76 |
| 4.8.3 | Součinitel přestupu tepla ze strany spalin NV | 77 |
| 4.8.4 | Součinitel prostupu tepla NV | 79 |
| 4.8.5 | Počet podélných řad NV | 79 |
| 4.8.6 | Rozložení trubek v NV | 80 |
| 4.8.7 | Skutečné předané teplo v NV | 81 |
| 4.8.8 | Skutečná teplota spalin v bodě H pilového diagramu | 81 |
| 4.8.9 | Přehled vypočtených hodnot NV | 82 |
| 4.9 | Návrh výpočtu nízkotlakého ekonomizéru NE | 82 |
| 4.9.1 | Návrh rozměrů trubek a žeber NE | 82 |

| | | |
|--------|--|-----|
| 4.9.2 | Počet trubek v jedné podélné řadě NE | 83 |
| 4.9.3 | Součinitel přestupu tepla ze strany spalín NE | 84 |
| 4.9.4 | Součinitel prostupu tepla NE | 86 |
| 4.9.5 | Počet podélných řad NE | 86 |
| 4.9.6 | Rozložení trubek v NE..... | 87 |
| 4.9.7 | Skutečné předané teplo v NE..... | 87 |
| 4.9.8 | Skutečná teplota spalín v bodě I pilového diagramu | 88 |
| 4.9.9 | Přehled vypočtených hodnot v NE | 88 |
| 4.10 | Návrh výpočtu vysokotlakého ekonomizéru VE1 | 89 |
| 4.10.1 | Návrh rozměrů trubek a žebířů VE1 | 89 |
| 4.10.2 | Počet trubek v jedné podélné řadě VE1 | 89 |
| 4.10.3 | Součinitel přestupu tepla ze strany spalín VE1 | 91 |
| 4.10.4 | Součinitel prostupu tepla VE1 | 92 |
| 4.10.5 | Počet podélných řad VE1 | 93 |
| 4.10.6 | Rozložení trubek ve VE1 | 94 |
| 4.10.7 | Skutečné předané teplo ve VE1 | 94 |
| 4.10.8 | Skutečná teplota spalín v bodě J pilového diagramu..... | 95 |
| 4.10.9 | Přehled vypočtených hodnot..... | 95 |
| 5 | Skutečný pilový diagram..... | 96 |
| 6 | Materiály | 97 |
| 7 | Návrh vnějších potrubí | 98 |
| 7.1 | Návrh vstupních a výstupních potrubí | 98 |
| 7.1.1 | Postup návrhu rozměrů vstupních a výstupních potrubí..... | 98 |
| 7.1.2 | Návrh výstupního potrubí VP2 | 98 |
| 7.1.3 | Návrh vstupního potrubí VP2 a výstupního potrubí VP1 | 99 |
| 7.1.4 | Návrh vstupního potrubí VP1 | 99 |
| 7.1.5 | Návrh výstupního potrubí VE3..... | 100 |
| 7.1.6 | Návrh vstupního potrubí VE3 a výstupního potrubí VE2 | 100 |
| 7.1.7 | Návrh vstupního potrubí VE2 a výstupního potrubí VE1 | 101 |
| 7.1.8 | Návrh vstupního potrubí VE1 | 101 |
| 7.1.9 | Návrh výstupního potrubí NP | 102 |
| 7.1.10 | Návrh vstupního potrubí NP | 102 |
| 7.1.11 | Návrh výstupního potrubí NE..... | 103 |
| 7.1.12 | Návrh vstupního potrubí NE..... | 103 |
| 7.2 | Návrh zaváděvacích potrubí | 104 |
| 7.2.1 | Postup návrhu zaváděvacích potrubí..... | 104 |

| | | |
|-------|--|-----|
| 7.2.2 | Návrh zavodňovacích potrubí vysokotlaké části kotle..... | 104 |
| 7.2.3 | Návrh zavodňovacích potrubí nízkotlaké části kotle | 105 |
| 7.3 | Návrh převáděcích potrubí | 106 |
| 7.3.1 | Postup návrhu převáděcích potrubí | 106 |
| 7.3.2 | Návrh převáděcích potrubí vysokotlaké části kotle | 106 |
| 7.3.3 | Návrh převáděcích potrubí nízkotlaké části kotle | 107 |
| 7.4 | Přehled vypočtených rozměrů potrubí | 107 |
| 8 | Návrh bubnů | 108 |
| 8.1 | Postup návrhu bubnů | 108 |
| 8.2 | Návrh bubnu vysokotlaké části kotle..... | 108 |
| 8.3 | Návrh bubnu nízkotlaké části kotle | 109 |
| 9 | Tahová ztráta kotle..... | 110 |
| 9.1 | Postup výpočtu tahové ztráty kotle..... | 110 |
| 9.1.1 | Postup výpočtu ztráty v komíně..... | 111 |
| 9.2 | Tlakové ztráty v jednotlivých výhřevných plochách..... | 112 |
| 9.2.1 | Tlaková ztráta ve VP2 | 112 |
| 9.2.2 | Tlaková ztráta ve VP1 | 112 |
| 9.2.3 | Tlaková ztráta ve VV | 113 |
| 9.2.4 | Tlaková ztráta ve VE3 | 113 |
| 9.2.5 | Tlaková ztráta v NP | 113 |
| 9.2.6 | Tlaková ztráta ve VE2 | 113 |
| 9.2.7 | Tlaková ztráta v NV | 114 |
| 9.2.8 | Tlaková ztráta v NE..... | 114 |
| 9.2.9 | Tlaková ztráta ve VE1 | 114 |
| 9.3 | Tlaková ztráta komína | 114 |
| 9.3.1 | Návrh komína | 114 |
| 9.3.2 | Ztráta třením v komíně | 115 |
| 9.3.3 | Místní tlakové ztráty v komíně..... | 115 |
| 9.3.4 | Vztlak komína | 115 |
| 9.3.5 | Celková tlaková ztráta komína | 115 |
| 9.4 | Celková tahová ztráta | 115 |
| | Závěr | 116 |
| | Seznam použitých zdrojů a literatury | 117 |
| | Seznam použitých tabulek | 118 |
| | Seznam použitých obrázků..... | 119 |
| | Seznam symbolů a zkratk | 120 |
| | Seznam příloh..... | 124 |

Úvod

Tato diplomová práce se zabývá návrhem kotle na odpadní teplo, též bývá označován jako spalínový nebo utilizační kotel. Anglické označení je Heat Recovery Steam Generator, tedy HRSG. Tento typ kotlů využívá zbytkové nevyužitelné teplo spalin z výstupu spalovacích zařízení, jako jsou spalovací turbíny nebo průmyslové pece. Toto nevyužitelné teplo spalínové kotle převádí na teplo využitelné ve formě páry nebo horké vody.

Kotle na odpadní teplo mohou být využívány v různých průmyslových odvětvích, například v chemickém, sklářském, potravinářském a hutnickém průmyslu. Nebo může být tento typ kotlů zapojen za spalovací turbínu a z jejího zbytkového tepla vyrobí přehřátou páru, která proudí na parní turbínu. Toto zapojení spalovací turbína – kotel na odpadní teplo – parní turbína bývá označováno jako paroplynový cyklus. Tento způsob výroby elektrické energie je jedním z nejefektivnějších způsobů s tepelnou účinností až 60%.

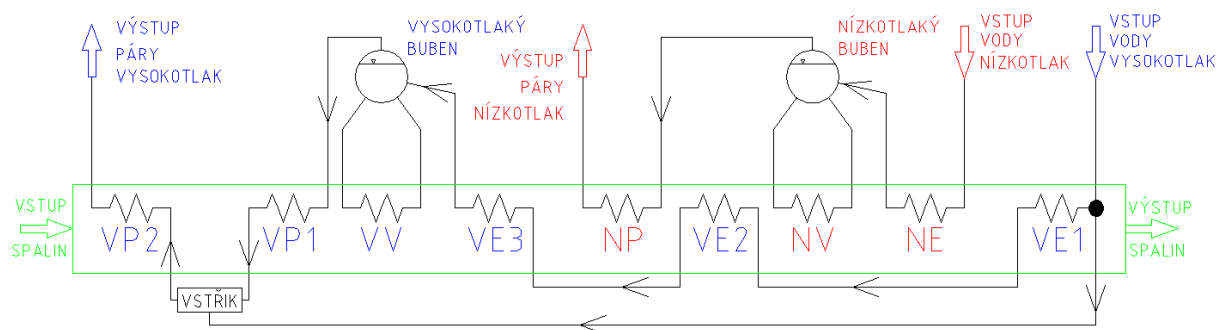
Spalínové kotle se vyrábí ve dvou provedeních, horizontální a vertikální. V horizontálním uspořádání proudí spalínovým kanálem vodorovně spaliny přes svislé trubkové svazky. Toto provedení má větší zastavěnou plochu, ale zase není potřeba oběhového čerpadla pro výparníkový systém, takže je úspornější, co se týče vlastní spotřeby elektrické energie. U vertikálního kotle na odpadní teplo je to naopak. Pro aplikace, kde parametry spalin nejsou stabilní a mají velké výkyvy, bývají vyráběny i kotle s přídavnými hořáky. Pro nejvyšší možné využití odpadního tepla spalin se staví kotle s větším množstvím tlakových okruhů.

Cílem diplomové práce je navrhnout dvoutlaký horizontální kotel na odpadní teplo za plynovou turbínu. Nejprve bude proveden tepelný výpočet zahrnující stanovení předběžného pilového diagramu, výpočty výkonů kotle a předběžných předaných tepel v jednotlivých výhřevných plochách. Dále budou navrženy rozměry spalínového kanálu. Následovat bude návrh jednotlivých výhřevných ploch obsahující výpočet skutečného předaného tepla v teplosměnných plochách. Poté bude zobrazen skutečný pilový diagram a budou zvoleny materiály, ze kterých bude kotel vyroben. V následující kapitole bude proveden návrh ostatních potrubí (vstupní, výstupní a ve výparníkové sekci zavodňovací a převáděcí). Posléze budou určeny rozměry bubnů. Nakonec bude vypočítána celková tahová ztráta kotle, která bude porovnána s povolenou ztrátou.

1 Popis kotle

Kotel na odpadní teplo řešený v této diplomové práci je horizontálního provedení, se dvěma tlakově oddělenými okruhy. Je rozdělen do několika montážních dílů pro snazší přepravu, každý tento modul obsahuje svazek trubek minimálně jedné výhřevné plochy a průřezový otvor.

Obr. 1-1 Schéma řazení výhřevných ploch



Jak je z obr. 1-1 patrné, kotel je rozdělen do devíti výhřevných ploch, přičemž 3 plochy náleží nízkotlaké části a zbylých 6 ploch vyrábí vysokotlakou páru. Výhřevné plochy jsou řazeny takovým způsobem, aby došlo k co nejlepšímu využití tepelné energie spalín.

Do nízkotlakého okruhu voda vstupuje v ekonomizéru, kde je ohřáta pár stupňů pod teplotu vypařování. Z ekonomizéru voda přetéká do bubnu, zavodňovací potrubím prochází přes zavodňovací komoru do vypařovacích trubek, z nich poté vystupuje přes komoru a převáděcí potrubí zpět do bubnu. Parovodní směs zde takto přirozeně cirkuluje a sytá pára je v bubnu oddělena od syté kapaliny. V nejvyšším místě pára bubnu opouští a pokračuje do přehříváku, kde je z ní vyrobena přehřátá pára o potřebných parametrech.

Ve vysokotlakém okruhu jsou výhřevné plochy řazeny zcela stejně, za účelem lepšího využití energie spalín je ekonomizér rozdělen na tři části. Kvůli regulaci výstupní teploty vysokotlaké páry se část napájecí vody vysokotlakého okruhu využije na ochlazení páry vstříkem této vody. Vysokotlaký přehřívák se z těchto důvodů rozdělí na dvě části a vstřík bude umístěn mezi ně.

1.1 Zadané parametry

Zadané parametry páry pro vysokotlaký okruh:

- výstupní teplota $t_{VP} = 470\text{ }^{\circ}\text{C}$
- výstupní tlak $p_{VP} = 5,8\text{ MPa}$

Zadané parametry páry pro nízkotlaký okruh:

- výstupní teplota $t_{NP} = 240\text{ }^{\circ}\text{C}$
- výstupní tlak $p_{VP} = 0,5\text{ MPa}$

Zadané parametry napájecí vody:

- teplota napájecí vody $t_{NV} = 65\text{ }^{\circ}\text{C}$

Zadané parametry spalín:

- hmotnostní průtok spalín $\dot{m} = 90\text{ kg/s}$
- vstupní teplota spalín $t_s = 530\text{ }^{\circ}\text{C}$

Objemové složení spalín:

- objemový podíl O_2 $x_{\text{O}_2} = 12,9\text{ }\%$
- objemový podíl Ar $x_{\text{Ar}} = 0,88\text{ }\%$
- objemový podíl N_2 $x_{\text{N}_2} = 75\text{ }\%$
- objemový podíl CO_2 $x_{\text{CO}_2} = 3,64\text{ }\%$
- objemový podíl H_2O $x_{\text{H}_2\text{O}} = 7,58\text{ }\%$

Hustoty jednotlivých složek spalín:

- hustota O_2 $\rho_{\text{O}_2} = 1,4289\text{ kg/m}^3$
- hustota Ar $\rho_{\text{Ar}} = 1,7839\text{ kg/m}^3$
- hustota N_2 $\rho_{\text{N}_2} = 1,2505\text{ kg/m}^3$
- hustota CO_2 $\rho_{\text{CO}_2} = 1,9768\text{ kg/m}^3$
- hustota H_2O $\rho_{\text{H}_2\text{O}} = 0,804\text{ kg/m}^3$

2 Tepelný výpočet

2.1 Postup tepelného výpočtu

Nejprve je nutné navrhnout rozložení výhřevných ploch pro co nejvyšší využití tepelné energie spalín. Vytvoří se předběžný návrh pilového diagramu s co nejvhodněji zvolenými hodnotami tlakových ztrát, nedohřevů, pinch pointů apod. Pomocí takto zvolených hodnot a parních tabulek XSTEAM se dopočítají parametry páry (teplota, tlak a entalpie), popř. vody v jednotlivých bodech pilového diagramu.

Dle tabulky entalpie složek spalín z literatury [1] se určí entalpie spalín pro jednotlivé teploty pro zadané složení spalín. Ze zadaného složení se vypočítá také hustota spalín. Určí se objemový průtok spalín ze vzorce:

$$M_{SP} = \frac{\dot{m}}{\rho_{sp}} [m^3/s], \quad (2-1)$$

kde $\dot{m} [kg/s]$ – zadaný hmotnostní průtok spalín,

$\rho_{sp} [kg/m^3]$ – hustota spalín.

Dále je třeba výpočet rozdělit na vysokotlaký a nízkotlaký úsek, přičemž nejdříve se řeší tepla předaná jednotlivým částím vysokotlakého okruhu. Pomocí zadaných hodnot, volených hodnot a interpolací z tabulky entalpie spalín se určí parametry spalín (teplota a entalpie) pro důležité body pilového diagramu. Z entalpií těchto bodů a objemového průtoku spalín se vypočítá teplo dodávané spalínami.

Pro výpočet výkonu vysokotlaké části kotle je třeba určit předané teplo jdoucí do páry. Rozdíl mezi teplem dodávaným spalínami a teplem předaným do páry je ztráta sáláním, která se spočítá dle vzorce:

$$Q_{ZS} = Q_A^{0,7} \cdot C [MW], \quad (2-2)$$

kde $Q_A [MW]$ – maximální využitelný tepelný výkon,

$C [-]$ – konstanta zohledňující druh paliva kotle.

Následně se stanoví poměrná ztráta, která je poměrem ztráty sáláním a maximálního využitelného tepelného výkonu. Díky této poměrné ztrátě se již může vypočítat teplo předané do páry, z něj následně i výkon vysokotlaké části kotle. Poté se tedy stanoví tepla předaná v jednotlivých částech vysokotlakého okruhu a nakonec této části výpočtu se provede kontrola předaných tepel.

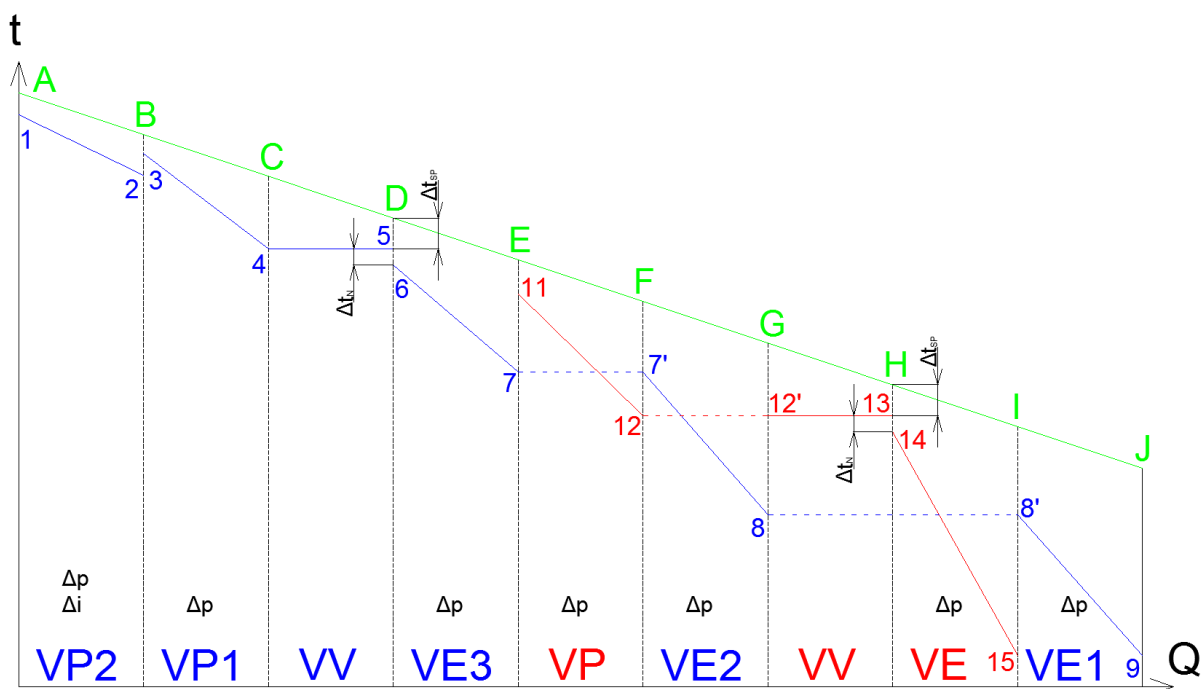
Obdobně se postupuje i u nízkotlakého okruhu, s výjimkou ztráty sáláním, ta je pro obě části kotle stejná. Po skončení výpočtu nízkotlaké části a provedení kontroly se sestojí skutečný pilový diagram.

2.2 Předběžný návrh pilového diagramu

Z počátku je důležité sestavit rozložení výhřevných ploch. Spaliny je třeba vychladit co nejeftivněji a pokud možno co nejvíce. Nejprve se spaliny chladí vysokotlakým okruhem, a sice oběma přehříváky (VP2 a VP1), výparníkem (VV) a první ze tří částí ekonomizéru (VE3), následuje nízkotlaká část také v pořadí přehřívák (NP), výparník (NV)

a ekonomizér (NE). Kvůli vysoké teplotě páry vystupující z nízkotlakého přehříváku je třeba mezi nízkotlaký přehřívák a výparník zařadit druhou část vysokotlakého ekonomizéru (VE2). Na konec kotle je ještě zařazen poslední vysokotlaký ekonomizér (VE1). Schematicky je pilový diagram znázorněn na *obr. 2-1*, přičemž zeleně jsou znázorněny spaliny, modře vysokotlaká část a červeně nízkotlaká část kotle.

Obr. 2-1 Schématické znázornění pilového diagramu



Teplota, tlak a entalpie v jednotlivých bodech na straně chladícího média, ať už páry, parovodní směsi nebo vody, budou určeny pomocí programu XSTEAM. Hodnoty, volené především na základě konzultací, důležité pro výpočet jsou uvedeny v *tab. 2-1*.

Tab. 2-1 Hodnoty volené pro tepelný výpočet

| Veličina volená pro tepelný výpočet | Označení | Hodnota |
|---|-----------------|-----------|
| Tlaková ztráta | Δp | 0,1 MPa |
| Entalpický spád ve VP2 | Δi | 250 kJ/kg |
| Teplotní rozdíl mezi spaliny a výparníkem – pinchpoint | Δt_{SP} | 10 °C |
| Teplotní rozdíl mezi ekonomizérem a výparníkem – nedohřev | Δt_N | 5 °C |
| Teplota v bodě 7 pilového diagramu | t_7 | 210 °C |
| Teplota v bodě 8 pilového diagramu | t_8 | 135 °C |

2.3 Parametry chladicího média v bodech pilového diagramu

2.3.1 Parametry ve vysokotlakém okruhu

BOD 1:

$$t_1 = t_{VP} = 470 \text{ }^{\circ}\text{C} \text{ (dáno ze zadání)}$$

$$p_1 = p_{VP} = 5,8 \text{ MPa} \text{ (dáno ze zadání)}$$

$$i_1 = 3353,82 \text{ kJ/kg} \text{ (vypočítáno pomocí programu XSTEAM)}$$

BOD 2:

$$t_2 = 370,83 \text{ }^{\circ}\text{C} \text{ (vypočítáno pomocí XSTEAMu)}$$

$$p_2 = p_1 + \Delta p = 5,8 + 0,1 = 5,9 \text{ MPa}$$

$$i_2 = i_1 - \Delta i = 3353,82 - 250 = 3103,82 \text{ kJ/kg}$$

Mezi vstupem do druhého stupně přehříváku a výstupem z prvního stupně přehříváku se používá regulace teploty páry pomocí vstříku napájecí vody. Po konzultaci byl vstřík zvolen 5 % z celkového množství média protékajícího vysokotlakým okruhem. Tlak bodu 3 tedy zůstává stejný, entalpii lze zjistit pomocí hmotnostní bilance v bodě 3 a teplotu následně z programu XSTEAM.

Hmotnostní bilance:

$$M_{PV} \cdot i_2 = 0,95 \cdot M_{PV} \cdot i_3 + 0,05 \cdot M_{PV} \cdot i_9$$

$$i_3 = \frac{i_2 - 0,05 \cdot i_9}{0,95} = \frac{3103,82 - 0,05 \cdot 277,28}{0,95} = 3252,59 \text{ kJ/kg}$$

BOD 3:

$$t_3 = 428,93 \text{ }^{\circ}\text{C} \text{ (vypočítáno pomocí XSTEAMu)}$$

$$p_3 = p_2 = 5,9 \text{ MPa}$$

$$i_3 = 3252,59 \text{ kJ/kg}$$

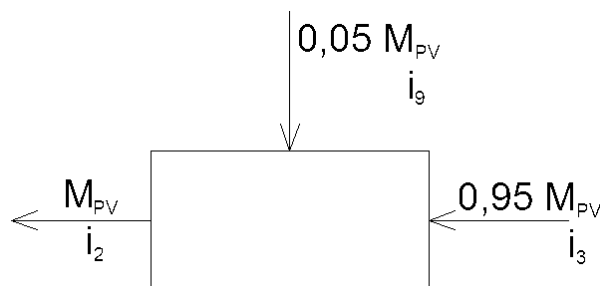
BOD 4:

$$t_4 = 275,59 \text{ }^{\circ}\text{C} \text{ (vypočítáno pomocí XSTEAMu)}$$

$$p_4 = p_3 + \Delta p = 5,9 + 0,1 = 6 \text{ MPa}$$

$$i_4 = 2784,56 \text{ kJ/kg} \text{ (vypočítáno pomocí XSTEAMu)}$$

Obr. 2-2 Hmotnostní bilance vstříku



BOD 5:

$$t_5 = t_4 = 275,59 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$p_5 = p_4 = 6 \text{ MPa}$$

$$i_5 = 1213,73 \text{ kJ/kg (vypočítáno pomocí XSTEAMu)}$$

BOD 6:

$$t_6 = t_5 - \Delta t_N = 275,59 - 5 = 270,59 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$p_6 = p_5 = 6 \text{ MPa}$$

$$i_6 = 1187,94 \text{ kJ/kg (vypočítáno pomocí XSTEAMu)}$$

BOD 7:

$$t_7 = 210 \text{ }^{\circ}\text{C (navržená teplota)}$$

$$p_7 = p_6 + \Delta p = 6 + 0,1 = 6,1 \text{ MPa}$$

$$i_7 = 899,2 \text{ kJ/kg (vypočítáno pomocí XSTEAMu)}$$

BOD 8:

$$t_8 = 135 \text{ }^{\circ}\text{C (navržená teplota)}$$

$$p_8 = p_7 + \Delta p = 6,1 + 0,1 = 6,2 \text{ MPa}$$

$$i_8 = 571,68 \text{ kJ/kg (vypočítáno pomocí XSTEAMu)}$$

BOD 9:

$$t_9 = t_{NV} = 65 \text{ }^{\circ}\text{C (dáno ze zadání)}$$

$$p_9 = p_8 + \Delta p = 6,2 + 0,1 = 6,3 \text{ MPa}$$

$$i_9 = 277,28 \text{ kJ/kg (vypočítáno pomocí XSTEAMu)}$$

2.3.2 Parametry v nízkotlakém okruhu**BOD 11:**

$$t_{11} = t_{NP} = 240 \text{ }^{\circ}\text{C (dáno ze zadání)}$$

$$p_{11} = p_{NP} = 0,5 \text{ MPa (dáno ze zadání)}$$

$$i_{11} = 2940,31 \text{ kJ/kg (vypočítáno pomocí XSTEAMu)}$$

BOD 12:

$$t_{12} = 158,83 \text{ }^{\circ}\text{C (vypočítáno pomocí XSTEAMu)}$$

$$p_{12} = p_{11} + \Delta p = 0,5 + 0,1 = 0,6 \text{ MPa}$$

$$i_{12} = 2756,14 \text{ kJ/kg (vypočítáno pomocí XSTEAMu)}$$

BOD 13:

$$t_{13} = t_{12} = 158,83 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$p_{13} = p_{12} = 0,6 \text{ MPa}$$

$$i_{13} = 670,5 \text{ kJ/kg (vypočítáno pomocí XSTEAMu)}$$

BOD 14:

$$t_{14} = t_{13} - \Delta t_N = 158,83 - 5 = 153,83 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$p_{14} = p_{13} = 0,6 \text{ MPa}$$

$$i_{14} = 648,85 \text{ kJ/kg (vypočítáno pomocí XSTEAMu)}$$

BOD 15:

$$t_{15} = t_{NV} = 65 \text{ }^{\circ}\text{C (dáno ze zadání)}$$

$$p_{15} = p_{14} + \Delta p = 0,6 + 0,1 = 0,7 \text{ MPa}$$

$$i_{15} = 272,64 \text{ kJ/kg (vypočítáno pomocí XSTEAMu)}$$

2.4 Přepočty spalin

Pro další výpočet je nutné stanovit entalpii spalin pro jednotlivé teploty a objemový tok spalin.

2.4.1 Entalpie spalin

Nejprve je třeba určit entalpie spalin pro zadané složení spalin a pro jednotlivé teploty v *tab. 2-2*.

Vzorec pro výpočet entalpií spalin ze zadaného složení spalin:

$$I_{SP}^t = x_{CO_2} \cdot I_{CO_2}^t + x_{H_2O} \cdot I_{H_2O}^t + x_{O_2} \cdot I_{O_2}^t + x_{N_2} \cdot I_{N_2}^t + x_{Ar} \cdot I_{Ar}^t \text{ [kJ/m}^3\text{]},$$

kde $I_X^t \text{ [kJ/m}^3\text{]}$ – entalpie dané složky spalin (označené X) pro určitou teplotu t .

Pro příklad se vypočítá entalpie spalin pro teplotu 100 °C:

$$\begin{aligned} I_{SP}^{100} &= x_{CO_2} \cdot I_{CO_2}^{100} + x_{H_2O} \cdot I_{H_2O}^{100} + x_{O_2} \cdot I_{O_2}^{100} + x_{N_2} \cdot I_{N_2}^{100} + x_{Ar} \cdot I_{Ar}^{100} = \\ &= 0,0364 \cdot 170 + 0,0758 \cdot 150 + 0,129 \cdot 132 + 0,75 \cdot 130 + 0,0088 \cdot 93 = 132,90 \text{ kJ/m}^3 \end{aligned}$$

Obdobně se postupuje i u ostatních teplot.

Tab. 2-2 Entalpie složek spalín (zdroj: [1] – upraveno)

| t | CO ₂ | H ₂ O | O ₂ | N ₂ | Ar | I _{sp} |
|-----|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|
| °C | kJ/m ³ | kJ/m ³ | kJ/m ³ | kJ/m ³ | kJ/m ³ | kJ/m ³ |
| 100 | 170 | 150 | 132 | 130 | 93 | 132,90 |
| 200 | 357 | 304 | 267 | 260 | 186 | 267,12 |
| 300 | 559 | 463 | 407 | 392 | 278 | 404,39 |
| 400 | 772 | 626 | 551 | 527 | 372 | 545,15 |
| 500 | 994 | 795 | 699 | 666 | 465 | 690,21 |
| 600 | 1225 | 969 | 850 | 804 | 557 | 835,59 |

2.4.2 Objemový tok spalín

Pro výpočet objemového toku je třeba nejprve určit hustotu spalín. Ta se určí pomocí zadaného složení spalín a hustoty složek spalín.

$$\rho_{SP} = x_{CO_2} \cdot \rho_{CO_2} + x_{H_2O} \cdot \rho_{H_2O} + x_{O_2} \cdot \rho_{O_2} + x_{N_2} \cdot \rho_{N_2} + x_{Ar} \cdot \rho_{Ar} = 0,0364 \cdot 1,9768 + \\ + 0,0758 \cdot 0,804 + 0,129 \cdot 1,4289 + 0,75 \cdot 1,2505 + 0,0088 \cdot 1,7839 = 1,2708 \text{ kg/m}^3$$

Objemový tok spalín se vypočítá z poměru zadaného hmotnostního toku a hustoty spalín.

$$M_{SP} = \frac{\dot{m}}{\rho_{sp}} = \frac{90}{1,2708} = 70,82 \text{ m}^3/\text{s}$$

2.5 Výkony vysokotlakých částí kotle

2.5.1 Parametry spalín v bodech A a D pilového diagramu

BOD A:

Teplota v bodě A je vstupní teplota spalín:

$$T_A = t_s = 530 \text{ °C}$$

Entalpie spalín v bodě A lze vypočítat interpolací z tab. 2-2:

$$I_A = I_{SP}^{500} + (T_A - 500) \cdot \frac{(I_{SP}^{600} - I_{SP}^{500})}{(600 - 500)} = 690,21 + 30 \cdot \frac{(835,59 - 690,21)}{100}$$

$$I_A = 733,82 \text{ kJ/m}^3$$

BOD D:

Teplota v bodě D je určena teplotou vypařování a voleným PINCH POINTEM vysokotlaku:

$$T_D = t_5 + \Delta t_{SP} = 275,59 + 10 = 285,59 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Entalpie spalin v bodě D lze vypočítat interpolací z *tab. 2-2*:

$$I_D = I_{SP}^{200} + (T_D - 200) \cdot \frac{(I_{SP}^{300} - I_{SP}^{200})}{(300 - 200)} = 267,12 + 85,59 \cdot \frac{(404,39 - 267,12)}{100}$$

$$I_D = 384,61 \text{ kJ/m}^3$$

2.5.2 Teplo dodané spalinami mezi body A a D pilového diagramu

Nejprve je třeba určit teplo dodané spalinami mezi body A a D pilového diagramu.

$$Q_{A-D} = M_{SP} \cdot (I_A - I_D) = 70,82 \cdot (733,82 - 384,61) = 24\,731,05 \text{ kW}$$

2.5.3 Ztráta sáláním a poměrná ztráta

Maximální využitelný tepelný výkon se vypočte z objemového toku a entalpie v bodu A.

$$Q_A = I_A \cdot M_{SP} = 733,82 \cdot 70,82 = 51\,970 \text{ kW} = 51,97 \text{ MW}$$

Ztráta sáláním se spočítá z následující rovnice:

$$Q_{ZS} = Q_A^{0,7} \cdot C_{PLYN} = 51,97^{0,7} \cdot 0,0113 = 0,17952 \text{ MW} = 179,52 \text{ kW},$$

kde konstanta C byla zvolena pro kotle na kapalná paliva a zemní plyn $C_{PLYN} = 0,0113$.

Poměrná ztráta sáláním:

$$z_S = \frac{Q_{ZS}}{Q_A} = \frac{0,17952}{51,97} = 0,003454 = 0,345 \text{ } \%$$

2.5.4 Teplo předané páře mezi body 1 a 6 pilového diagramu

Předané teplo jdoucí do páry mezi body 1 a 6 pilového diagramu:

$$Q_{1-6} = Q_{A-D} \cdot (1 - z_S) = 24\,731,58 \cdot (1 - 0,003454) = 24\,645,63 \text{ kW}$$

2.5.5 Výkon vysokotlakého okruhu kotle

Výkon (množství páry) vysokotlaké části kotle se vypočítá z předaného tepla a entalpií.

$$Q_{1-6} = M_{VP} [(i_1 - i_2) + 0,95 \cdot (i_2 - i_6) + 0,05 \cdot (i_2 - i_9)]$$

$$M_{VP} = \frac{Q_{1-6}}{(i_1 - i_2) + 0,95 \cdot (i_2 - i_6) + 0,05 \cdot (i_2 - i_9)} =$$

$$= \frac{24646,16}{(3353,82 - 3103,82) + 0,95 \cdot (3103,82 - 1187,94) + 0,05 \cdot (3103,82 - 277,28)}$$

$$M_{VP} = 11,14 \text{ kg/s}$$

2.5.6 Předaná tepla v jednotlivých výhřevných plochách vysokotlakého okruhu

Teplo předané ve vysokotlakém přehříváku VP2

$$Q_{VP2} = M_{VP} \cdot (i_1 - i_2) = 11,14 \cdot (3353,82 - 3103,82) = 2\,785 \text{ kW}$$

Teplo předané ve vysokotlakém přehříváku VP1

$$Q_{VP1} = 0,95 \cdot M_{VP} \cdot (i_3 - i_4) = 0,95 \cdot 11,14 \cdot (3252,59 - 2784,56) = 4\,953,16 \text{ kW}$$

Teplo předané ve vysokotlakém výparníku VV

$$Q_{VV} = 0,95 \cdot M_{VP} \cdot (i_4 - i_6) = 0,95 \cdot 11,14 \cdot (2784,56 - 1187,94) = 16\,897,03 \text{ kW}$$

Teplo předané ve vysokotlakém ekonomizéru VE3

$$Q_{VE3} = 0,95 \cdot M_{VP} \cdot (i_6 - i_7) = 0,95 \cdot 11,14 \cdot (1187,94 - 899,2) = 3\,055,74 \text{ kW}$$

Teplo předané ve vysokotlakém ekonomizéru VE2

$$Q_{VE2} = 0,95 \cdot M_{VP} \cdot (i_7 - i_8) = 0,95 \cdot 11,14 \cdot (899,2 - 571,68) = 3\,466,14 \text{ kW}$$

Teplo předané ve vysokotlakém ekonomizéru VE1

$$Q_{VE1} = 0,95 \cdot M_{VP} \cdot (i_8 - i_9) = 0,95 \cdot 11,14 \cdot (571,68 - 277,28) = 3\,115,64 \text{ kW}$$

2.5.7 Kontrola předaných tepel ve vysokotlakém okruhu

Rozdíl tepel předaných páře

$$\Delta Q_{VP} = Q_{1-6} - (Q_{VP2} + Q_{VP1} + Q_{VV}) = 24645,63 - (2785 + 4953,16 + 16897,03) =$$

$$\Delta Q_{VP} = 10,44 \text{ kW}$$

Kontrola předaných tepel

$$\Delta_{VQ} = \frac{\Delta Q_{VP}}{Q_{1-6}} = \frac{10,44}{24645,63} = 0,0424\% < 0,5\%$$

Vypočítaná předaná tepla vyhovují, výpočtové zaokrouhlení je zanedbatelné.

2.6 Výkony nízkotlakých částí kotle

2.6.1 Parametry spalin v bodech E a H pilového diagramu

Pro výpočet entalpie bodu E je třeba vypočítat teplo dodávané spalinami mezi body D a E, využijeme vypočítané teplo předané chladicímu médiu ve vysokotlakém ekonomizéru VE3.

$$Q_{VE3} = Q_{6-7} = Q_{D-E} \cdot (1 - z_S)$$

Teplo dodané spalinami mezi body D a E

$$Q_{D-E} = M_{SP} \cdot (I_D - I_E)$$

Spojením těchto rovnic se vypočítá entalpie v bodě E: vzorec (2-3)

$$Q_{VE3} = M_{SP}(I_D - I_E)(1 - z_S) \Rightarrow$$

$$I_E = I_D - \frac{Q_{VE3}}{M_{SP}(1 - z_S)} \quad (2-3)$$

$$I_E = 384,61 - \frac{3055,74}{70,82(1 - 0,003454)}$$

$$I_E = 341,31 \text{ kJ/m}^3$$

Teplota spalin v bodě E lze vypočítat interpolací z tab. 2-2:

$$T_E = 200 + (300 - 200) \cdot \frac{(I_E - I_{SP}^{200})}{(I_{SP}^{300} - I_{SP}^{200})} = 200 + 100 \cdot \frac{(341,31 - 267,12)}{(404,39 - 267,12)} = 254,05 \text{ } ^\circ\text{C}$$

BOD E:

$$T_E = 254,05 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$I_E = 341,31 \text{ kJ/m}^3$$

BOD H:

Teplota v bodě H je určena voleným PINCH POINTEM:

$$T_H = t_{13} + \Delta t_{SP} = 158,83 + 10 = 168,83 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Entalpie spalin v bodě H lze vypočítat interpolací z tab. 2-2:

$$I_H = I_{SP}^{100} + (T_D - 100) \cdot \frac{(I_{SP}^{200} - I_{SP}^{100})}{(200 - 100)} = 132,9 + 68,83 \cdot \frac{(267,12 - 132,9)}{100}$$

$$I_H = 225,28 \text{ kJ/m}^3$$

2.6.2 Teplo dodané spalinami mezi body E a H pilového diagramu

Nejprve je třeba určit teplo dodávané spalinami mezi body E a H pilového diagramu.

$$Q_{E-H} = M_{SP} \cdot (I_E - I_H) = 70,82 \cdot (341,31 - 225,28) = 8\,217,24 \text{ kW}$$

2.6.3 Teplo předané páře mezi body 11 a 14 pilového diagramu

Pro výpočet předaného tepla jdoucího do páry mezi body 11 a 14 pilového diagramu je třeba odečíst teplo jdoucí do vysokotlakého ekonomizéru VE2.

$$Q_{11-14} = Q_{E-H} \cdot (1 - z_S) - Q_{VE2} = 8217,24 \cdot (1 - 0,003454) - 3466,14 = 4\,722,72 \text{ kW}$$

2.6.4 Výkon nízkotlakého okruhu kotle

Výkon (množství páry) nízkotlaké části kotle se vypočítá z předaného tepla a entalpií.

$$Q_{11-14} = M_{NP} \cdot (i_{11} - i_{14}) \Rightarrow M_{NP} = \frac{Q_{11-14}}{(i_{11} - i_{14})} = \frac{4722,72}{(2940,31 - 648,85)}$$

$$M_{NP} = 2,06 \text{ kg/s}$$

2.6.5 Předaná tepla v jednotlivých výhřevných plochách nízkotlakého okruhu

Teplo předané páře v nízkotlakém přehříváku NP

$$Q_{NP} = M_{PN} \cdot (i_{11} - i_{12}) = 2,06 \cdot (2\,940,31 - 2\,756,14) = 379,39 \text{ kW}$$

Teplo předané v nízkotlakém výparníku NV

$$Q_{NV} = M_{NP} \cdot (i_{12} - i_{14}) = 2,06 \cdot (2\,756,14 - 648,85) = 4\,341,02 \text{ kW}$$

Teplo předané ve vysokotlakém ekonomizéru VE3

$$Q_{NE} = M_{NP} \cdot (i_{14} - i_{15}) = 2,06 \cdot (648,85 - 272,64) = 774,99 \text{ kW}$$

2.6.6 Kontrola předaných tepel v nízkotlakém okruhu

Rozdíl tepel předaných páře

$$\Delta Q_{NP} = Q_{11-14} - (Q_{NP} + Q_{NV}) = 4\,722,72 - (379,39 + 4\,341,02)$$

$$\Delta Q_{NP} = 2,31 \text{ kW}$$

Kontrola předaných tepel

$$\Delta_{NQ} = \frac{\Delta Q_{NP}}{Q_{11-14}} = \frac{2,31}{4722,72} = 0,0489 \% < 0,5 \%$$

Vypočítaná předaná tepla vyhovují, výpočtové zaokrouhlení je zanedbatelné.

2.7 Přehled vypočtených hodnot

Vypočítané teploty bodů na straně chladícího média se využijí při sestavení skutečného pilového diagramu, ten ale bude sestaven až po výpočtu výhřevných ploch, kdy budou vypočítány všechny teploty spalin v bodech PD. Poměrná ztráta sáláním, výkony tlakových částí a jednotlivá předaná tepla jsou zobrazeny v *tab. 2-3*.

Tab. 2-3 Přehled důležitých vypočtených hodnot z tepelného výpočtu

| Důležité vypočítané veličiny | Označení | Hodnota |
|--------------------------------------|----------------------------|--------------------|
| Poměrná ztráta sáláním | z_S | 0,003 454 [-] |
| Výkon vysokotlaké části kotle | M_{VP} | 11, 14 kg/s |
| Teplo předané ve VP2 | Q_{VP2} | 2 785 kW |
| Teplo předané ve VP1 | Q_{VP1} | 4 953,16 kW |
| Teplo předané ve VV | Q_{VV} | 16 897,03 kW |
| Teplo předané ve VE3 | Q_{VE3} | 3 055,74 kW |
| Teplo předané ve VE2 | Q_{VE2} | 3 466,14 kW |
| Teplo předané ve VE1 | Q_{VE1} | 3 115,64 kW |
| Výkon nízkotlaké části kotle | M_{NP} | 2, 06 kg/s |
| Teplo předané v NP | Q_{NP} | 379,39 kW |
| Teplo předané v NV | Q_{NV} | 4 341,02 kW |
| Teplo předané v NE | Q_{NE} | 774,99 kW |

3 Návrh spalínového kanálu

3.1 Postup výpočtu spalínového kanálu

Pro návrh spalínového kanálu se využije první výhřevná plocha, konkrétně to bude poslední stupeň vysokotlakého přehříváku. Nejprve se navrhnu jednotlivé rozměry trubek a jejich žeber.

Pro výpočet je nutné zvolit rychlost proudění páry w_p . Jednoduchou úpravou vzorce pro rychlost proudění páry vycházejícího z literatury [1] se vypočítá celkový průřez trubek:

$$w_p = \frac{M_p \cdot v_p}{S_p} [m/s], \quad (3-1)$$

kde $M_p [kg/s]$ – hmotnostní průtok páry v dané výhřevné ploše,

$v_p [m^3/kg]$ – střední hodnota měrného objemu páry v dané výhřevné ploše,

$S_p [m^2]$ – celkový průřez trubek.

Celkový průřez trubek lze spočítat i vzorcem pro průřez jedné trubky vynásobený počtem trubek v jedné podélné řadě, tento vzorec se upraví k určení počtu trubek v jedné podélné řadě:

$$S_p = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{TR} [m^2], \quad (3-2)$$

kde $d [m]$ – vnitřní průměr trubky,

$n_{TR} [-]$ – počet trubek v jedné podélné řadě.

Z těchto dvou vzorců se zpětně dopočítá skutečná rychlost proudění páry.

Pro výpočet průtočné plochy spalínového kanálu S_{KAN} je třeba zvolit rychlost proudění spalin a vypočítat skutečný objemový průtok spalin, které zohledňuje vliv teploty spalin. Vzorec pro výpočet průtočné plochy spalínového kanálu:

$$S_{KAN} = \frac{M_{SP}^{SKUT}}{w_{SP}} [m^2], \quad (3-3)$$

kde $M_{SP}^{SKUT} [m^3/s]$ – skutečný objemový průtok spalin,

$w_{SP} [m/s]$ – rychlost proudění spalin.

Pro návrh šířky spalínového kanálu \check{s} je potřeba navrhnout mezitrubkovou vzdálenost a , díky ní se vypočítá příčná rozteč. Z ní se navrhne šířka spalínového kanálu dle vzorce:

$$\check{s} = \frac{s_1}{2} + (n_{TR} - 1) \cdot s_1 + \frac{s_1}{2} + \frac{s_1}{2} = \left(n_{TR} + \frac{1}{2}\right) \cdot s_1 [m], \quad (3-4)$$

kde $s_1 [m]$ – příčná rozteč.

Dle vypočítané navržené šířky se zvolí skutečná šířka. Návrhovou výšku spalínového kanálu lze vypočítat vyjádřením z jiného vzorce pro průtočnou plochu spalin:

$$S_{KAN} = \check{s} \cdot l - l \cdot D \cdot n_{TR} - 2 \cdot h_z \cdot t_z \cdot l \cdot n_z \cdot n_{TR} [m^2], \quad (3-5)$$

kde $l [m]$ – výška spalínového kanálu,

D [m] – vnější průměr trubky,

h_z [m] – výška žeber,

t_z [m] – tloušťka žeber,

n_z [1/m] – počet žeber na metr délky trubky.

Zvolí se skutečná výška a ze vzorce (3–5) se přepočítá skutečný rozměr průtočné plochy spalínového kanálu a pro tuto hodnotu následně i skutečná rychlost spalin.

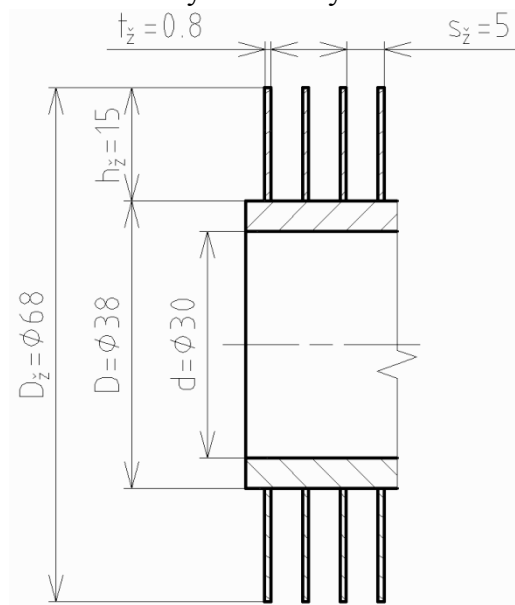
3.2 Návrh rozměrů trubek a žeber VP2

Pokud není uvedeno jinak, potom veškeré vypočtené hodnoty v této části výpočtu náleží výhradně vysokotlakému přehříváku VP2 a hodnoty uvedené jako skutečné jsou výslednými hodnotami. Rozměry žebrovaných trubek vysokotlakého přehříváku VP2 jsou uvedeny v tab. 3-1 a zakótovány na obr. 3-1.

Tab. 3-1 Rozměry žebrovaných trubek VP2

| Rozměry trubek | Označení | Hodnota |
|-----------------------|----------|---------|
| Vnější průměr | D | 38 mm |
| Tloušťka stěny | t | 4 mm |
| Vnitřní průměr | d | 30 mm |
| Výška žeber | h_z | 15 mm |
| Tloušťka žeber | t_z | 0,8 mm |
| Počet žeber na metr | n_z | 200 1/m |
| Rozteč mezi žebry | s_z | 5 mm |
| Vnější průměr s žebry | D_z | 68 mm |

Obr. 3-1 Rozměry žebrovaných trubek VP2



3.3 Počet trubek v jedné podélné řadě VP2

Začíná se volbou rychlosti proudění páry v potrubí. Rychlost by měla být volena v rozmezí 12-25 m/s. Volíme $w_p = 16$ m/s.

Pro určení střední hodnoty měrného objemu páry se vypočítá střední hodnota teploty a tlaku páry ve VP2, střední hodnota měrného objemu se potom stanoví pomocí programu XSTEAM.

$$t_{1-2} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{470 + 370,83}{2} = 420,415 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$p_{1-2} = \frac{p_1 + p_2}{2} = \frac{5,8 + 5,9}{2} = 5,85 \text{ MPa}$$

$$v_{1-2} = f(t_{1-2}, p_{1-2}) = 0,050 \text{ 773 m}^3/\text{kg}$$

Celkový průřez trubek - dle vzorce (3-1):

$$S_P = \frac{M_{VP} \cdot v_{1-2}}{w_P} = \frac{11,14 \cdot 0,050773}{16} = 0,035\,35\,m^2.$$

Počet trubek v jedné podélné řadě – vzorec (3-2):

$$n_{TR} = \frac{4 \cdot S_P}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 0,03535}{\pi \cdot 0,03^2} = 50,01 [-].$$

Volí se skutečný počet trubek v jedné podélné řadě $n_{TR} = 50$.

Skutečná rychlost proudění páry se vypočítá dosazením vzorce (3-2) do vzorce (3-1):

$$w_P = \frac{M_P \cdot v_P}{S_P} = \frac{M_{VP} \cdot v_{1-2}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{TR}} = \frac{4 \cdot M_{VP} \cdot v_{1-2}}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{TR}} = \frac{4 \cdot 11,14 \cdot 0,050773}{\pi \cdot 0,03^2 \cdot 50} = 16,00\,m/s$$

Rychlost vychází v podstatě totožná, takže je vyhovující.

3.4 Průtočná plocha spalin

Rychlost spalin byla zvolena $w_{SP} = 10\,m/s$.

Pro výpočet skutečného objemového průtoku spalin je třeba určit entalpii a teplotu v bodě B pilového diagramu. Entalpie se vypočítá úpravou vzorce (2-3):

$$I_B = I_A - \frac{Q_{VP2}}{M_{SP}(1 - z_S)} = 733,82 - \frac{2785}{70,82(1 - 0,003454)} = 694,36\,kJ/m^3.$$

Teplota se určí interpolací z tab. 2-2:

$$T_B = 500 + (600 - 500) \cdot \frac{(I_B - I_{SP}^{500})}{(I_{SP}^{600} - I_{SP}^{500})} = 500 + 100 \cdot \frac{(694,36 - 690,21)}{(835,59 - 690,21)} = 502,86\,^{\circ}C.$$

Průměrná teplota spalinového proudu:

$$T_{A-B} = \frac{T_A + T_B}{2} = \frac{530 + 502,85}{2} = 516,43\,^{\circ}C.$$

Skutečný objemový průtok zohledňuje i teplotu spalin:

$$M_{SP}^{SKUT} = M_{SP} \cdot \frac{T_{A-B} + 273,15}{273,15} = 70,82 \cdot \frac{516,43 + 273,15}{273,15} = 204,72\,m^3/s.$$

Průtočná plocha spalinového kanálu se vypočítá ze vzorce (3-3):

$$S_{KAN} = \frac{M_{SP}^{SKUT}}{w_{SP}} = \frac{204,72}{10} = 20,472\,m^2.$$

3.5 Rozměry spalínového kanálu

Pro výpočet šířky je důležitá příčná rozteč s_1 , pro její výpočet se volí mezitrubková vzdálenost v rozmezí 5-15 mm, konkrétně pro VP2 $a = 9 \text{ mm}$. Příčná rozteč se pak vypočítá:

$$s_1 = D_{\check{z}} + a = 68 + 9 = 77 \text{ mm}.$$

Šířka spalínového kanálu se navrhne dle vzorce (3–4):

$$\check{s} = \left(n_{TR} + \frac{1}{2} \right) \cdot s_1 = \left(50 + \frac{1}{2} \right) \cdot 77 = 3\,888,5 \text{ mm}.$$

Je volena skutečná šířka $\check{s} = 3,9 \text{ m}$. Tato šířka je větší než 3 m, což je běžná dopravní šířka. Spalínový kanál bude proto rozdělen na dvě stejně velké části a z hlediska konstrukce bude rozšířen o 200 mm. Tento prostor se vyplní izolací, výpočtová šířka tedy zůstane $\check{s} = 3,9 \text{ m}$.

Výška spalínového kanálu je navržena ze vzorce (3–5):

$$l = \frac{S_{KAN}}{\check{s} - n_{TR} \cdot (D + 2 \cdot h_{\check{z}} \cdot t_{\check{z}} \cdot n_{\check{z}})} = \frac{20,472}{3,9 - 50 \cdot (0,038 + 2 \cdot 0,015 \cdot 0,0008 \cdot 200)}$$

$$l = 11,632 \text{ m}.$$

Je volena skutečná výška $l = 11,7 \text{ m}$.

Skutečný průřez spalínového kanálu – dle vzorce (3–5):

$$S_{KAN} = l \cdot (\check{s} - n_{TR} \cdot (D + 2 \cdot h_{\check{z}} \cdot t_{\check{z}} \cdot n_{\check{z}}))$$

$$S_{KAN} = 11,7 \cdot (3,9 - 50 \cdot (0,038 + 2 \cdot 0,015 \cdot 0,0008 \cdot 200)) = 20,592 \text{ m}^2.$$

Skutečná rychlost spalin:

$$w_{SP} = \frac{M_{SP}^{SKUT}}{S_{KAN}} = \frac{204,72}{20,592} = 9,94 \text{ m/s}$$

3.6 Přehled vypočtených hodnot

Tab. 3-2 Vypočtené hodnoty VP2 a základní rozměry spalínového kanálu

| Vypočtené veličiny | Označení | Hodnota |
|------------------------------|-----------------|--------------------------|
| Počet trubek v jedné řadě | n_{TR} | 50 [-] |
| Rychlost proudění páry | w_P | 16,00 m/s |
| Skutečný objemový tok spalin | M_{SP}^{SKUT} | 204,72 m ³ /s |
| Šířka spalínového kanálu | \check{s} | 3,9 m |
| Výška spalínového kanálu | l | 11,7 m |
| Rychlost proudění spalin | w_{SP} | 9,94 m/s |

4 Návrh výhřevných ploch

4.1 Postup výpočtu výhřevných ploch

U návrhu jednotlivých výhřevných ploch se ze začátku postupuje podobně jako u návrhu spalínového kanálu, zvolí se rozměry potrubí a žeber. Je dbáno, aby rozměry byly výrobitelné, vychází se tedy z tabulky vyráběných rozměrů trubek. Zde se vybere vnější průměr a tloušťka potrubí.

Vnější průměry potrubí D jsou voleny v přehřívácích a ekonomizérech ze tří vyráběných rozměrů, konkrétně 31,8 – 33,7 – 38 mm a ve výparnících 57 mm. Po konzultaci byly voleny jednotné tloušťky potrubí, a sice pro vysokotlaký okruh tloušťka $t_V = 4 \text{ mm}$ a pro nízkotlaký okruh nejmenší používaná tloušťka $t_N = 3,2 \text{ mm}$. Vnitřní průměr potrubí d se dopočítává.

U žeber se volí jejich tloušťka t_z , výška h_z a počet na metr délky trubky n_z . Tloušťka žeber byla zvolena jednotná pro všechny žebra, a sice $t_z = 0,8 \text{ mm}$. Výška h_z je odlišná pro přehříváky a ekonomizéry, zde se pohybuje v rozmezí 10-15 mm, a pro výparníky, zde je doporučovaná výška mezi 10-19 mm. Vnější průměr potrubí s žebry D_z se dopočítá. Počet žeber na metr délky n_z je volen v rozmezí 200-250 žeber na metr. Rozteč mezi žebry s_z je dopočítávána (pro přesnější výpočet je vždy za s_z dosazena převrácená hodnota n_z).

Z mezitrubkové vzdálenosti a , volené v rozmezí 5-15 mm, se navrhne příčná rozteč s_1 , z ní počet trubek v podélné řadě n_{TR} . Podélná rozteč s_2 je volena dle rozměrů rozváděcího potrubí, přičemž pro přehříváky a výparníky je rozváděcí potrubí průměru 114,3 mm a podélná rozteč je navrhována větší $s_2 = 117 \text{ mm}$, a pro ekonomizéry je průměru 88,9 mm, potom $s_2 = 92 \text{ mm}$. Podobně jako v kapitole 3 se dopočítají skutečná rychlost proudění páry w_P a skutečný objemový průtok spalin M_{SP}^{SKUT} zohledňující vliv teploty. Ze vzorce (3–5) se určí skutečný rozměr průtočné plochy spalínového kanálu a pro tuto hodnotu i skutečná rychlost spalin.

Následuje určení celkového počtu podélných řad n_{RAD} . Určí se postupným výpočtem součinitelů přestupu tepla, α_{1r} na straně spalin, a pro přehříváky i α_{2r} na straně páry. Zavádí se tzv. metrové povrchy, vnější S_{1m} a vnitřní S_{2m} , což jsou povrchy potrubí na jednom metru délky. Z těchto hodnot se vypočítá součinitel prostupu tepla k , střední logaritmický teplotní spád Δt_{LN} a teplosměnná plocha S_{SP} , přičemž se vychází ze vzorců z literatury [1]:

Součinitel přestupu tepla ze strany spalin α_{1r} :

$$\alpha_{1r} = \left[\frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right] \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K} [W/m^2/K], \quad (4-1)$$

kde $\frac{S_z}{S} [-]$ – podíl výhřevných ploch žeber a celkové plochy ze strany spalin,

$E [-]$ – součinitel efektivnosti žeber, určí se z nomogramu na str. 114 v literatuře [1] v závislosti na $\beta \cdot h_z$ a $\frac{D_z}{D}$,

$\mu [-]$ – součinitel rozšíření žebra, pro žebra s konstantním průřezem se volí $\mu = 1$,

$\frac{S_h}{S} [-]$ – podíl plochy části trubky bez žeber a celkové plochy ze strany spalin,

$\psi_z [-]$ – součinitel nerovnoměrného rozložení přestupu tepla po povrchu žebra, pro kruhová žebra $\psi_z = 0,85$,

$\alpha_K [W/m^2/K]$ – součinitel přestupu tepla konvekci,

$\varepsilon [-]$ – součinitel zanesení, pro plynné palivo a žebrované trubky $\varepsilon = 0,0045$.

Podíl výhřevných ploch žebër a celkové plochy ze strany spalín pro kruhové trubky $\frac{S_z}{S}$ s kruhovými žebry:

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} [-], \quad (4-2)$$

kde $D_z [m]$ – vnější průměr trubky s žebry,

$s_z [m]$ – rozteč žebër.

Součinitel β sloužící k určení součinitele efektivnosti žebër E :

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_K}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K)}} [-], \quad (4-3)$$

kde $\lambda_z [W/m/K]$ – součinitel tepelné vodivosti žebër, pro všechna $\lambda_z = 40 W/m/K$.

Součinitel přestupu tepla konvekci α_K :

$$\alpha_K = 0,23 \cdot c_z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{SP}}{s_z} \cdot \left(\frac{D}{s_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{s_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{SP} \cdot s_z}{v_{SP}}\right)^{0,65} [W/m^2/K], \quad (4-4)$$

kde $c_z [-]$ – součinitel zohledňující počet podélných řad,

$\varphi_\sigma [-]$ – parametr určující uspořádání trubek ve svazku,

$\lambda_{SP} [W/m/K]$ – součinitel tepelné vodivosti spalín,

$v_{SP} [m^2/s]$ – součinitel kinematické viskozity spalín.

Parametr určující uspořádání trubek ve svazku φ_σ :

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma'_2 - 1} = \frac{\frac{s_1}{D} - 1}{\frac{\sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2 + s_2^2}}{D} - 1} = \frac{s_1 - D}{\sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2 + s_2^2} - D} [-], \quad (4-5)$$

kde $\sigma_1 [-]$ – poměrná příčná rozteč,

$\sigma'_2 [-]$ – poměrná úhlopříčná rozteč.

Podíl plochy části trubky bez žeber a celkové plochy ze strany spalín $\frac{S_h}{S}$:

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} \quad [-] \quad (4-6)$$

Součinitel přestupu tepla ze strany páry α_{2r} :

$$\alpha_{2r} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_e} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_e}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad [W/m^2/K], \quad (4-7)$$

kde λ_p [W/m/K] – součinitel tepelné vodivosti páry,

d_e [m] – ekvivalentní průměr, při proudění uvnitř trubek $d_e = d$,

ν_p [m²/s] – součinitel kinematické viskozity páry,

Pr [–] – Prandtlovo číslo páry,

c_t [–] – součinitel zohledňující teplotu proudu a stěny, při ochlazování spalín $c_t = 1$,

c_l [–] – součinitel zohledňující poměrnou délku, pro poměr $l/d \geq 50$ je $c_l = 1$,

c_m [–] – opravný součinitel zohledňující mezikruží, pro klasické potrubí $c_m = 1$.

Povrch jednoho žebra S_{1z} :

$$S_{1z} = \frac{2 \cdot \pi \cdot (D_z^2 - D^2)}{4} + \pi \cdot D_z \cdot t_z \quad [m^2] \quad (4-8)$$

Vnější metrová plocha potrubí S_{1m} :

$$S_{1m} = \pi \cdot D \cdot (1 - n_z \cdot t_z) + n_z \cdot S_{1z} \quad [m^2] \quad (4-9)$$

Vnitřní metrová plocha potrubí S_{2m} :

$$S_{2m} = \pi \cdot d \quad [m^2] \quad (4-10)$$

Součinitel prostupu tepla k :

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}} + \frac{1}{\alpha_{2r}} \cdot \frac{S_{1m}}{S_{2m}}} \quad [W/m^2/K] \quad (4-11)$$

Logaritmický teplotní spád Δt_{LN} :

$$\Delta t_{LN} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} \right)} \quad [K], \quad (4-12)$$

kde Δt_1 a Δt_2 [°C] – rozdíly teplot mezi spalínami a chladícím médiem na jedné ose pilového diagramu dané výhřevné plochy.

Vnější teplosměnná plocha S_{SP} :

$$S_{SP} = \frac{Q_{TP}}{k \cdot \Delta t_{LN}} [m^2], \quad (4-13)$$

kde Q_{TP} [W] – předané teplo v dané teplosměnné ploše.

Celkový počet podélných řad n_{RAD} :

$$n_{RAD} = \frac{S_{SP}}{S_{RAD}} = \frac{S_{SP}}{l \cdot S_{1m} \cdot n_{TR}} [-], \quad (4-14)$$

kde S_{RAD} [m^2] – teplosměnná plocha v jedné podélné řadě trubek.

Dle tohoto výpočtu se zvolí skutečná hodnota počtu podélných řad n_{RAD} , dle vzorce (4-14) se vypočte skutečná vnější teplosměnná plocha S_{SP} . Z této hodnoty se dosazením do vzorce (4-13) spočítá skutečného tepla předaného v dané teplosměnné ploše Q_{TP} . Poměrný rozdíl navrženého a vypočítaného předaného tepla by neměl přesáhnout 5%. Nakonec se ze skutečného předaného tepla vypočítá skutečná entalpie – vzorec (2-3) a skutečná teplota výstupního bodu spalin dané teplosměnné plochy. Ta je zjištěna interpolací z tab. 2-2 a její hodnota by se neměla odchylovat o více než 3 °C. K dodržení těchto rozmezí lze měnit rozměry trubek i žebířů, mezitrubkové vzdálenosti i počtu trubek v jedné podélné řadě.

4.2 Návrh výpočtu vysokotlakého přehříváku VP2

Pokud není uvedeno jinak, potom veškeré vypočtené hodnoty v této části výpočtu náleží výhradně vysokotlakému přehříváku VP2 a hodnoty uvedené jako skutečné jsou výslednými hodnotami. Na začátku každé podkapitoly bude pro větší přehlednost uvedena důležitá vypočtená hodnota, dále bude následovat výpočet ve správném pořadí.

4.2.1 Návrh rozměrů trubek a žebířů VP2

Rozměry trubek a žebířů byly již navrženy v kapitole 3, kde jsou umístěny v tab. 3-1.

4.2.2 Součinitel přestupu tepla ze strany spalin VP2

Je určen ze vzorce (4-1), výsledkem je $\alpha_{1r} = 28,546 \text{ W/m}^2/\text{K}$.

Součinitel přestupu tepla konvekcí

Součinitel zohledňující počet podélných řad c_Z je volen na základě konzultací pro přehříváky $c_Z = 0,95$. Lze jej také určit z diagramu v literatuře [1] na straně 116.

Parametr určující uspořádání trubek ve svazku φ_σ – vzorec (4-5):

$$\varphi_\sigma = \frac{s_1 - D}{\sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2 + s_2^2 - D}} = \frac{77 - 38}{\sqrt{\left(\frac{77}{2}\right)^2 + 117^2 - 38}} = 0,4579 [-]$$

Součinitel tepelné vodivosti spalin λ_{SP} a součinitel kinematické viskozity spalin ν_{SP} je určen interpolací z tabulek v literatuře [1] na straně 24 pro průměrnou teplotu spalinového proudu $T_{A-B} = 516,43^\circ\text{C}$ a pro zadaný objemový podíl H_2O $x_{\text{H}_2\text{O}} = 7,58\%$:

$$\lambda_{SP} = 0,06503 \text{ W/m/K}$$

$$\nu_{SP} = 7,83 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

Součinitel přestupu tepla konvekci α_K - vzorec (4-4):

$$\alpha_K = 0,23 \cdot c_Z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{SP}}{S_Z} \cdot \left(\frac{D}{S_Z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_Z}{S_Z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{SP} \cdot S_Z}{\nu_{SP}}\right)^{0,65}$$

$$\alpha_K = 0,23 \cdot 0,95 \cdot 0,4579^{0,2} \cdot \frac{0,06503}{0,005} \cdot \left(\frac{0,038}{0,005}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,015}{0,005}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{9,94 \cdot 0,005}{7,83 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65}$$

$$\alpha_K = 46,25 \text{ W/m}^2/\text{K}$$

Součinitel efektivnosti žeber

Součinitel β – vzorec (4-3):

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_Z \cdot \alpha_K}{t_Z \cdot \lambda_Z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_Z \cdot \alpha_K)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 46,25}{0,0008 \cdot 40 \cdot (1 + 0,0045 \cdot 0,85 \cdot 46,25)}} = 45,691$$

Součin $\beta \cdot h_Z$:

$$\beta \cdot h_Z = 45,691 \cdot 0,015 = 0,685$$

Poměr $\frac{D_Z}{D}$:

$$\frac{D_Z}{D} = \frac{68}{38} = 1,79$$

Z nomogramu lze nyní určit $E = 0,84$.

Součinitel přestupu tepla ze strany spalin

Podíl výhřevných ploch žeber a celkové plochy ze strany spalin $\frac{S_Z}{S}$ – vzorec (4-2):

$$\frac{S_Z}{S} = \frac{\left(\frac{D_Z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_Z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_Z}{D} - \frac{t_Z}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{68}{38}\right)^2 - 1}{\left(\frac{68}{38}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{5}{38} - \frac{0,8}{38}\right)} = 0,90878$$

Podíl plochy části trubky bez žeber a celkové plochy ze strany spalin $\frac{S_h}{S}$ – vzorec (4-6):

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_Z}{S} = 1 - 0,90878 = 0,09122$$

Součinitel přestupu tepla ze strany spalín α_{1r} :

$$\alpha_{1r} = \left[\frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right] \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K}$$

$$\alpha_{1r} = [0,90878 \cdot 0,84 \cdot 1 + 0,09122] \cdot \frac{0,85 \cdot 46,25}{1 + 0,0045 \cdot 0,85 \cdot 46,25} = 28,546 \text{ W/m}^2/\text{K}$$

4.2.3 Součinitel přestupu tepla ze strany páry VP2

Určí se ze vzorce (4-7), výsledek je $\alpha_{2r} = 1\,380,795 \text{ W/m}^2/\text{K}$.

Pro střední hodnoty teploty a tlaku páry ve vysokotlakém přehříváku VP2 se pomocí programu XSTEAM stanoví součinitel tepelné vodivosti páry λ_p , součinitel dynamické viskozity páry μ_p a Prandtlovo číslo páry Pr .

$$t_{1-2} = 420,415 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$p_{1-2} = 5,85 \text{ MPa}$$

$$\lambda_p = f(t_{1-2}, p_{1-2}) = 0,062\,58 \text{ W/m/K}$$

$$\mu_p = f(t_{1-2}, p_{1-2}) = 2,53 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$Pr = f(t_{1-2}, p_{1-2}) = 1,004\,22$$

Součinitel kinematické viskozity páry ν_p se vypočítá z jednoduchého vzorce:

$$\nu_p = \mu_p \cdot \nu_{1-2} = 2,53 \cdot 10^{-5} \cdot 0,050773 = 1,28 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

Součinitel přestupu tepla na straně páry je potom:

$$\alpha_{2r} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_e} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_e}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m$$

$$\alpha_{2r} = 0,023 \cdot \frac{0,06258}{0,03} \cdot \left(\frac{16,00 \cdot 0,03}{1,28 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,00422^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1\,380,795 \text{ W/m}^2/\text{K}$$

4.2.4 Součinitel prostupu tepla VP2

Lze je určit ze vzorce (4-11), výsledek je $k = 22,862 \text{ W/m}^2/\text{K}$.

Metrové plochy

Nejprve se vypočítá povrch jednoho žebra S_{1z} – vzorec (4-8):

$$S_{1z} = \frac{2 \cdot \pi \cdot (D_z^2 - D^2)}{4} + \pi \cdot D_z \cdot t_z = \frac{2 \cdot \pi \cdot (0,068^2 - 0,038^2)}{4} + \pi \cdot 0,068 \cdot 0,0008$$

$$S_{1z} = 0,005\,17 \text{ m}^2$$

Vnější metrová plocha potrubí S_{1m} – vzorec (4–9):

$$S_{1m} = \pi \cdot D \cdot (1 - n_z \cdot t_z) + n_z \cdot S_{1z} = \pi \cdot 0,038 \cdot (1 - 200 \cdot 0,0008) + 200 \cdot 0,00517$$

$$S_{1m} = 1,133\,49\,m^2$$

Vnitřní metrová plocha potrubí S_{2m} – vzorec (4–10):

$$S_{2m} = \pi \cdot d = \pi \cdot 0,03 = 0,094\,25\,m^2$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}} + \frac{1}{\alpha_{2r}} \cdot \frac{S_{1m}}{S_{2m}}} = \frac{1}{\frac{1}{28,546} + \frac{1}{1380,795} \cdot \frac{1,13349}{0,09425}} = 22,862\,W/m^2/K$$

4.2.5 Počet podélných řad VP2

Vypočítá se ze vzorce (4–14), potom se zvolí $n_{RAD} = 2$.

Logaritmický teplotní spád

Rozdíly teplot pro výpočet logaritmického teplotního spádu:

$$\Delta t_1 = T_A - t_1 = 530 - 470 = 60\,^{\circ}C,$$

$$\Delta t_2 = T_B - t_2 = 502,86 - 370,83 = 132,03\,^{\circ}C.$$

Logaritmický teplotní spád Δt_{LN} se vypočítá ze vzorce (4–12):

$$\Delta t_{LN} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{60 - 132,03}{\ln\left(\frac{60}{132,03}\right)} = 91,33\,K$$

Vnější teplosměnná plocha

Určí se ze vzorce (4–13), jako předané teplo v dané teplosměnné ploše bude použito vypočítané teplo předané páře ve vysokotlakém přehříváku VP2, a sice Q_{VP2} .

$$S_{SP} = \frac{Q_{VP2}}{k \cdot \Delta t_{LN}} = \frac{2785000}{22,862 \cdot 91,33} = 1\,333,84\,m^2$$

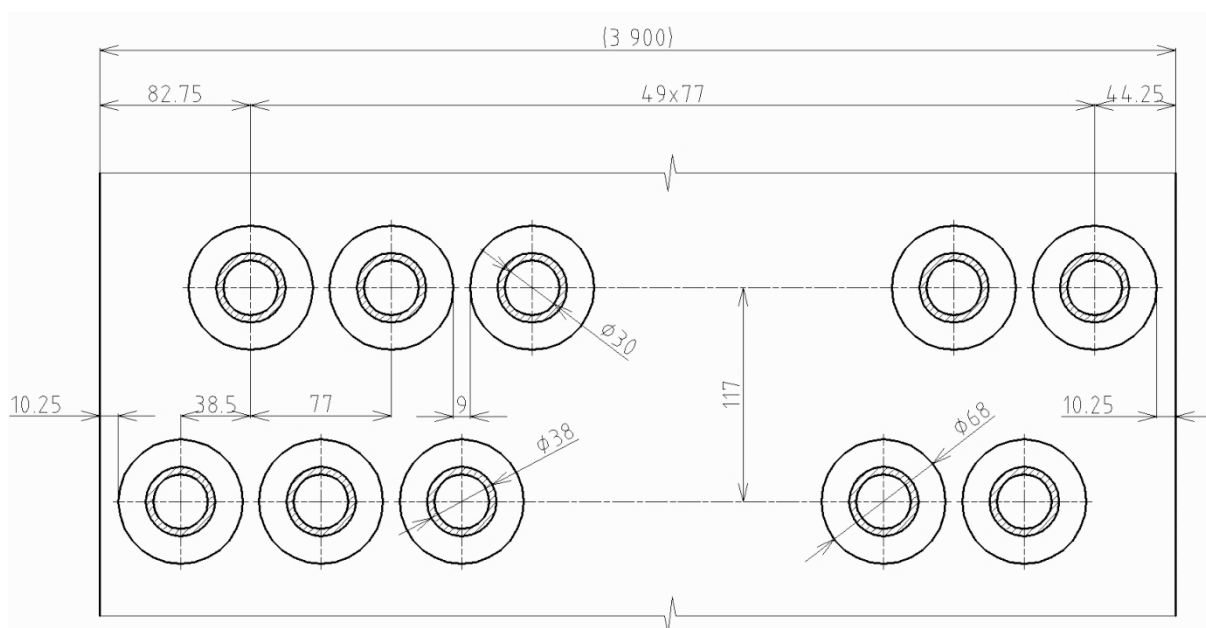
Celkový počet podélných řad

$$n_{RAD} = \frac{S_{SP}}{l \cdot S_{1m} \cdot n_{TR}} = \frac{1333,84}{11,7 \cdot 1,13349 \cdot 50} = 2,012$$

Je třeba zvolit celé číslo, počet podélných řad je tedy $n_{RAD} = 2$.

4.2.6 Rozložení trubek ve VP2

Obr. 4-1 Schéma rozložení trubek ve VP2



4.2.7 Skutečné předané teplo ve VP2

Teplo se určí dosazením do vzorce (4-13), výsledek je $Q_{VP2}^{SKUT} = 2\,769\text{ kW}$.

Skutečná vnější teplosměnná plocha

Vypočítá se upravením a dosazením do vzorce (4-14):

$$S_{SP} = n_{RAD} \cdot n_{TR} \cdot l \cdot S_{1m} = 2 \cdot 50 \cdot 11,7 \cdot 1,13349 = 1\,326,18\text{ m}^2$$

Skutečné teplo předané páře ve vysokotlakém přehříváku VP2

$$Q_{VP2}^{SKUT} = k \cdot S_{SP} \cdot \Delta t_{LN} = 22,862 \cdot 1326,18 \cdot 91,33 = 2\,769\text{ kW}$$

Kontrola skutečného předaného tepla

Vypočte se poměrný rozdíl tepel v absolutní hodnotě, který se kontroluje, zda nepřekročil hodnotu 5 %:

$$\Delta Q = \left| \frac{Q_{VP2}^{SKUT} - Q_{VP2}}{Q_{VP2}^{SKUT}} \right| = \left| \frac{2769 - 2785}{2769} \right| = 0,578\%$$

Vypočítaná hodnota je menší než 5 %, zvolený počet podélných řad tedy vyhovuje.

4.2.8 Skutečná teplota spalin v bodě B pilového diagramu

Skutečnou teplotu spalin lze určit interpolací z tab. 2-2; výsledkem je $T_B^{SKUT} = 503,01\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Skutečná entalpie spalin v bodě B pilového diagramu

Je počítána úpravou vzorce (2–3):

$$I_B = I_A - \frac{Q_{VP2}^{SKUT}}{M_{SP}(1 - z_S)} = 733,82 - \frac{2769}{70,82(1 - 0,003\,454)} = 694,585\text{ kJ/m}^3$$

Skutečná teplota spalin v bodě B pilového diagramu

$$T_B^{SKUT} = 500 + (600 - 500) \frac{(I_B - I_{SP}^{500})}{(I_{SP}^{600} - I_{SP}^{500})} = 500 + 100 \frac{(694,59 - 690,21)}{(835,59 - 690,21)} = 503,01\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Kontrola skutečné teploty

Rozdíl skutečné a vypočtené hodnoty teplot se kontroluje, jestli není větší než $3\text{ }^{\circ}\text{C}$.

$$\Delta T = |T_B^{SKUT} - T_B| = |503,01 - 502,86| = 0,15\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Vypočítaná hodnota je menší než $3\text{ }^{\circ}\text{C}$, zvolený počet podélných řad tedy vyhovuje.

4.2.9 Přehled vypočtených hodnot VP2

Tab. 4-1 Přehled vypočtených hodnot ve VP2

| Vypočtené veličiny | Označení | Hodnota |
|--------------------------------|------------------------------------|--------------------------------|
| Součinitel prostupu tepla | k | $22,862\text{ W/m}^2/\text{K}$ |
| Logaritmický teplotní spád | Δt_{LN} | $91,33\text{ K}$ |
| Počet podélných řad | $n_{\text{ŘAD}}$ | 2 [-] |
| Skutečná vnější plocha | S_{SP} | $1\,326,18\text{ m}^2$ |
| Skutečné předané teplo | Q_{VP2}^{SKUT} | 2 769 kW |
| Skutečná teplota bodu B | T_B^{SKUT} | 503,01 °C |

4.3 **Návrh výpočtu vysokotlakého přehříváku VP1**

Postupuje se obdobně jako u návrhu výpočtu vysokotlakého přehříváku VP2. Vypočtené hodnoty se týkají výhradně VP1. Na začátku každé podkapitoly bude uvedena důležitá vypočtená hodnota kvůli přehlednosti, výpočet bude následovat ve správném pořadí.

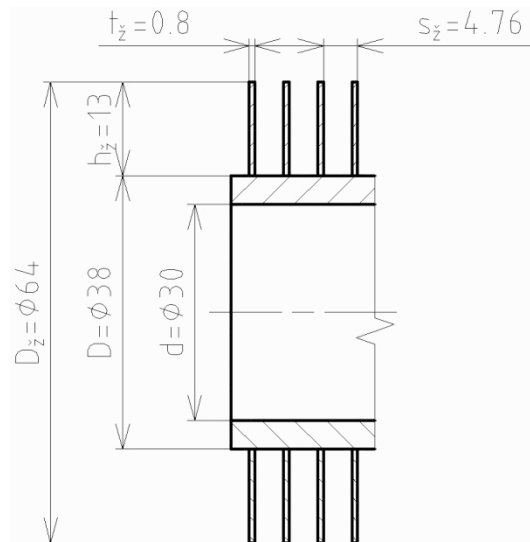
4.3.1 Návrh rozměrů trubek a žeber VP1

Rozměry žebrovaných trubek jsou uvedeny v *tab. 4-2* a zakótovány na *obr. 4-2*.

Tab. 4-2 Rozměry žebrovaných trubek VP1

| Rozměr trubek | Označení | Hodnota |
|-----------------------|----------|---------|
| Vnější průměr | D | 38 mm |
| Tloušťka stěny | t | 4 mm |
| Vnitřní průměr | d | 30 mm |
| Výška žeber | h_z | 13 mm |
| Tloušťka žeber | t_z | 0,8 mm |
| Počet žeber na metr | n_z | 210 1/m |
| Rozteč mezi žebry | s_z | 4,76 mm |
| Vnější průměr s žebry | D_z | 64 mm |

Obr. 4-2 Rozměry žebrovaných trubek VP1



4.3.2 Počet trubek v jedné podélné řadě VP1

Je vypočítána dle vzorce (3–4), následně je volen $n_{TR} = 50$.

Rozteče ve spalinovém kanálu

Pro výpočet příčné rozteče s_1 je třeba zvolit mezitrubkovou vzdálenost v rozmezí 5-15 mm, konkrétně pro VP1 $a = 13 \text{ mm}$. Příčná rozteč se poté vypočítá:

$$s_1 = D_z + a = 64 + 13 = 77 \text{ mm}.$$

Podélná rozteč je navrhována $s_2 = 117 \text{ mm}$.

Počet trubek v jedné podélné řadě

$$n_{TR} = \frac{\check{s}}{s_1} - \frac{1}{2} = \frac{3,9}{0,077} - \frac{1}{2} = 50,15$$

Volí se počet trubek v jedné podélné řadě $n_{TR} = 50$.

Rychlost proudění páry

Pro určení rychlosti proudění páry v potrubí je třeba určit střední hodnotu měrného objemu páry ve VP1 ze střední hodnoty teploty a tlaku páry pomocí programu XSTEAM.

$$t_{3-4} = \frac{t_3 + t_4}{2} = \frac{428,93 + 275,59}{2} = 352,260 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$p_{3-4} = \frac{p_3 + p_4}{2} = \frac{5,9 + 6,0}{2} = 5,95 \text{ MPa}$$

$$v_{3-4} = f(t_{3-4}, p_{3-4}) = 0,042 \text{ 912 m}^3/\text{kg}$$

Rychlost proudění páry v potrubí by se měla pohybovat v rozmezí 12-25 m/s a vypočítá se dosazením vzorce (3-2) do vzorce (3-1):

$$w_P = \frac{M_P \cdot v_P}{S_P} = \frac{4 \cdot 0,95 \cdot M_{VP} \cdot v_{3-4}}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{TR}} = \frac{4 \cdot 0,95 \cdot 11,14 \cdot 0,042912}{\pi \cdot 0,03^2 \cdot 50} = 12,85 \text{ m/s.}$$

Skutečný objemový průtok spalin

Pro výpočet skutečného objemového průtoku spalin je třeba určit entalpii a teplotu v bodě C pilového diagramu. Entalpie se vypočítá úpravou vzorce (2-3):

$$I_C = I_B - \frac{Q_{VP1}}{M_{SP}(1 - z_S)} = 694,585 - \frac{4953,16}{70,82(1 - 0,003454)} = 624,40 \text{ kJ/m}^3.$$

Teplota se určí interpolací z tab. 2-2:

$$T_C = 400 + (500 - 400) \cdot \frac{(I_B - I_{SP}^{400})}{(I_{SP}^{500} - I_{SP}^{400})} = 400 + 100 \cdot \frac{(624,40 - 545,15)}{(690,21 - 545,15)} = 454,63 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Průměrná teplota spalinového proudu:

$$T_{B-C} = \frac{T_B^{SKUT} + T_C}{2} = \frac{503,01 + 454,63}{2} = 478,82 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Skutečný objemový průtok zohledňuje i teplotu spalin:

$$M_{SP}^{SKUT} = M_{SP} \cdot \frac{T_{B-C} + 273,15}{273,15} = 70,82 \cdot \frac{478,82 + 273,15}{273,15} = 194,965 \text{ m}^3/\text{s.}$$

Rychlost proudění spalin

Skutečný průřez spalinového kanálu – dle vzorce (3-5):

$$S_{KAN} = l \cdot (\xi - n_{TR} \cdot (D + 2 \cdot h_Z \cdot t_Z \cdot n_Z))$$

$$S_{KAN} = 11,7 \cdot (3,9 - 50 \cdot (0,038 + 2 \cdot 0,013 \cdot 0,0008 \cdot 210)) = 20,845 \text{ m}^2.$$

Skutečná rychlost spalin – dle vzorce (3-3):

$$w_{SP} = \frac{M_{SP}^{SKUT}}{S_{KAN}} = \frac{194,965}{20,845} = 9,35 \text{ m/s.}$$

4.3.3 Součinitel přestupu tepla ze strany spalin VP1

Je určen ze vzorce (4-1), výsledkem je $\alpha_{1r} = 29,022 \text{ W/m}^2/\text{K}$.

Součinitel přestupu tepla konvekci

Součinitel zohledňující počet podélných řad c_Z je volen na základě konzultací pro přehřívačky $c_Z = 0,95$. Lze jej taktéž určit z diagramu v literatuře [1] na straně 116.

Parametr určující uspořádání trubek ve svazku φ_σ – vzorec (4–5):

$$\varphi_\sigma = \frac{s_1 - D}{\sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2 + s_2^2 - D}} = \frac{77 - 38}{\sqrt{\left(\frac{77}{2}\right)^2 + 117^2 - 38}} = 0,4579[-]$$

Součinitel tepelné vodivosti spalin λ_{SP} a součinitel kinematické viskozity spalin ν_{SP} je určen interpolací z tabulek v literatuře [1] na straně 24 pro průměrnou teplotu spalinového proudu $T_{B-C} = 478,82^\circ\text{C}$ a pro zadaný objemový podíl H_2O $x_{\text{H}_2\text{O}} = 7,58\%$:

$$\lambda_{SP} = 0,06196 \text{ W/m/K}$$

$$\nu_{SP} = 7,22 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

Součinitel přestupu tepla konvekci α_K - vzorec (4–4):

$$\alpha_K = 0,23 \cdot c_z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{SP}}{s_z} \cdot \left(\frac{D}{s_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{s_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{SP} \cdot s_z}{\nu_{SP}}\right)^{0,65}$$

$$\alpha_K = 0,23 \cdot 0,95 \cdot 0,4579^{0,2} \cdot \frac{0,06196}{0,00476} \left(\frac{0,038}{0,00476}\right)^{-0,54} \left(\frac{0,013}{0,00476}\right)^{-0,14} \left(\frac{9,35 \cdot 0,00476}{7,22 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65}$$

$$\alpha_K = 44,83 \text{ W/m}^2/\text{K}$$

Součinitel efektivnosti žebor

Součinitel β – vzorec (4–3):

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_K}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 44,83}{0,0008 \cdot 40 \cdot (1 + 0,0045 \cdot 0,85 \cdot 44,83)}} = 45,088$$

Součin $\beta \cdot h_z$:

$$\beta \cdot h_z = 45,088 \cdot 0,013 = 0,586$$

Poměr $\frac{D_z}{D}$:

$$\frac{D_z}{D} = \frac{64}{38} = 1,68$$

Z nomogramu lze nyní určit $E = 0,88$.

Součinitel přestupu tepla ze strany spalin

Podíl výhřevných ploch žebor a celkové plochy ze strany spalin $\frac{S_z}{S}$ – vzorec (4–2):

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{64}{38}\right)^2 - 1}{\left(\frac{64}{38}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{4,76}{38} - \frac{0,8}{38}\right)} = 0,89804$$

Podíl plochy části trubky bez žeber a celkové plochy ze strany spalín $\frac{S_h}{S}$ – vzorec (4–6):

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,89804 = 0,10196$$

Součinitel přestupu tepla ze strany spalín α_{1r} :

$$\alpha_{1r} = \left[\frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right] \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K}$$

$$\alpha_{1r} = [0,89804 \cdot 0,88 \cdot 1 + 0,10196] \cdot \frac{0,85 \cdot 44,83}{1 + 0,0045 \cdot 0,85 \cdot 44,83} = 29,022 \text{ W/m}^2/\text{K}$$

4.3.4 Součinitel přestupu tepla ze strany páry VP1

Určí se ze vzorce (4–7), výsledek je $\alpha_{2r} = 1390,5 \text{ W/m}^2/\text{K}$.

Pro střední hodnoty teploty a tlaku páry ve vysokotlakém přehříváku VP1 se pomocí programu XSTEAM stanoví součinitel tepelné vodivosti páry λ_p , součinitel dynamické viskozity páry μ_p a Prandtlovo číslo páry Pr .

$$\lambda_p = f(t_{3-4}, p_{3-4}) = 0,05716 \text{ W/m/K}$$

$$\mu_p = f(t_{3-4}, p_{3-4}) = 2,22 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$Pr = f(t_{3-4}, p_{3-4}) = 1,09630$$

Součinitel kinematické viskozity páry ν_p se vypočítá z jednoduchého vzorce:

$$\nu_p = \mu_p \cdot \nu_{3-4} = 2,22 \cdot 10^{-5} \cdot 0,042912 = 9,53 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

Součinitel přestupu tepla na straně páry je potom:

$$\alpha_{2r} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m$$

$$\alpha_{2r} = 0,023 \cdot \frac{0,05716}{0,03} \cdot \left(\frac{12,85 \cdot 0,03}{9,53 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,09630^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1390,5 \text{ W/m}^2/\text{K}$$

4.3.5 Součinitel prostupu tepla VP1

Lze je určit ze vzorce (4–11), výsledek je $k = 23,726 \text{ W/m}^2/\text{K}$.

Metrové plochy

Nejprve se vypočítá povrch jednoho žebra S_{1z} – vzorec (4–8):

$$S_{1z} = \frac{2 \cdot \pi \cdot (D_z^2 - D^2)}{4} + \pi \cdot D_z \cdot t_z = \frac{2 \cdot \pi \cdot (0,064^2 - 0,038^2)}{4} + \pi \cdot 0,064 \cdot 0,0008$$

$$S_{1z} = 0,00433 \text{ m}^2$$

Vnější metrová plocha potrubí S_{1m} – vzorec (4–9):

$$S_{1m} = \pi \cdot D \cdot (1 - n_z \cdot t_z) + n_z \cdot S_{1z} = \pi \cdot 0,038 \cdot (1 - 210 \cdot 0,0008) + 210 \cdot 0,00433$$

$$S_{1m} = 1,00791 \text{ m}^2$$

Vnitřní metrová plocha potrubí S_{2m} – vzorec (4–10):

$$S_{2m} = \pi \cdot d = \pi \cdot 0,03 = 0,09425 \text{ m}^2$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}} + \frac{1}{\alpha_{2r}} \cdot \frac{S_{1m}}{S_{2m}}} = \frac{1}{\frac{1}{29,022} + \frac{1}{1390,5} \cdot \frac{1,00791}{0,09425}} = 23,726 \text{ W/m}^2/\text{K}$$

4.3.6 Počet podélných řad VP1

Vypočítá se ze vzorce (4–14), potom se zvolí $n_{\text{řAD}} = 3$.

Logaritmický teplotní spád

Rozdíly teplot pro výpočet logaritmického teplotního spádu:

$$\Delta t_1 = T_B^{\text{SKUT}} - t_3 = 503,01 - 428,93 = 74,08 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = T_C - t_4 = 454,63 - 275,59 = 179,04 \text{ }^\circ\text{C}$$

Logaritmický teplotní spád Δt_{LN} se vypočítá ze vzorce (4–12):

$$\Delta t_{LN} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{74,08 - 179,04}{\ln\left(\frac{74,08}{179,04}\right)} = 118,94 \text{ }^\circ\text{C}$$

Vnější teplosměnná plocha

Určí se ze vzorce (4–14), jako předané teplo v dané teplosměnné ploše bude použito vypočítané teplo předané páře ve vysokotlakém přehříváku VP1, a sice Q_{VP1} .

$$S_{SP} = \frac{Q_{VP1}}{k \cdot \Delta t_{LN}} = \frac{4953160}{23,726 \cdot 118,94} = 1755,18 \text{ m}^2$$

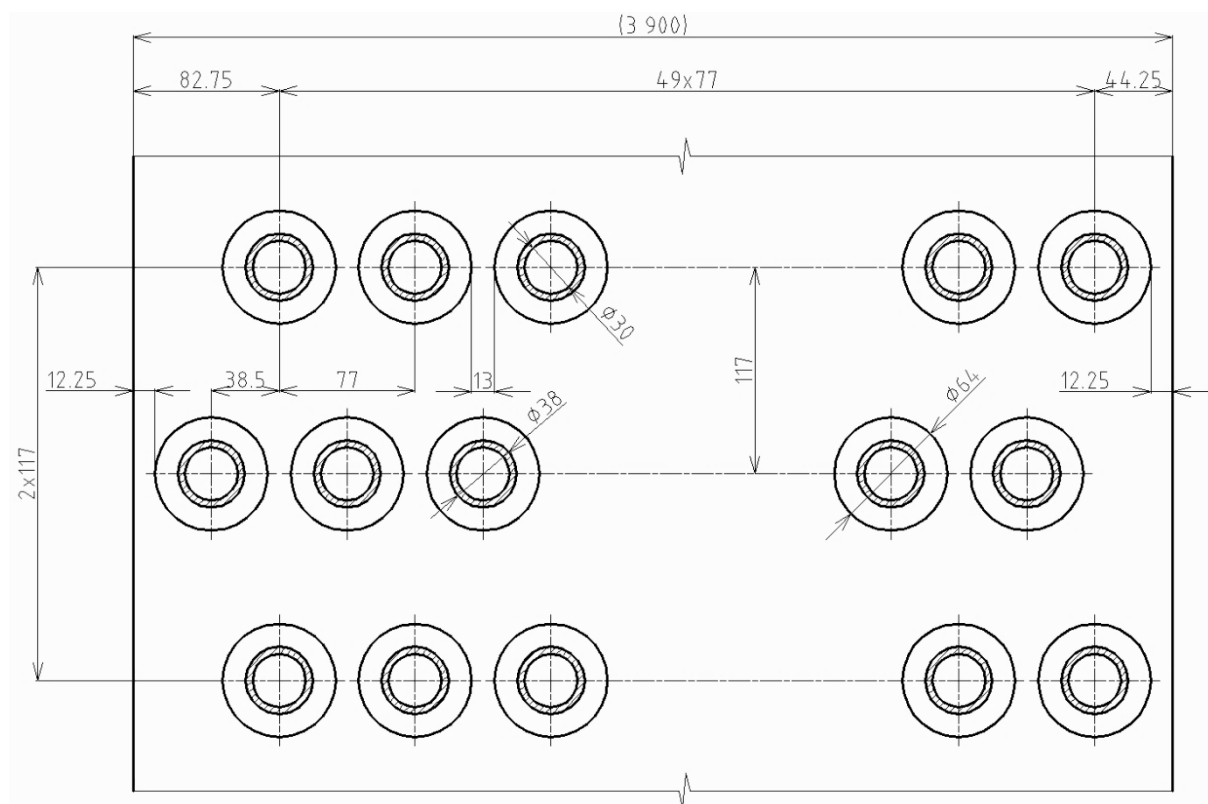
Celkový počet podélných řad

$$n_{\text{řAD}} = \frac{S_{SP}}{l \cdot S_{1m} \cdot n_{TR}} = \frac{1755,18}{11,7 \cdot 1,00791 \cdot 50} = 2,977$$

Je třeba zvolit celé číslo, počet podélných řad je tedy $n_{\text{řAD}} = 3$.

4.3.7 Rozložení trubek ve VP1

Obr. 4-3 Schéma rozložení trubek ve VP1



4.3.8 Skutečné předané teplo ve VP1

Teplo se určí dosazením do vzorce (4–13), výsledek je $Q_{VP1}^{SKUT} = 4\,991,83 \text{ kW}$.

Skutečná vnější teplosměnná plocha

Vypočítá se upravením a dosazením do vzorce (4–14):

$$S_{SP} = n_{RAD} \cdot n_{TR} \cdot l \cdot S_{1m} = 3 \cdot 50 \cdot 11,7 \cdot 1,00791 = 1\,768,88 \text{ m}^2$$

Skutečné teplo předané páře ve vysokotlakém přehříváku VP1

$$Q_{VP1}^{SKUT} = k \cdot S_{SP} \cdot \Delta t_{LN} = 23,726 \cdot 1768,88 \cdot 118,94 = 4\,991,83 \text{ kW}$$

Kontrola skutečného předaného tepla

Vypočte se poměrný rozdíl tepel v absolutní hodnotě, který se kontroluje, zda nepřekročil hodnotu 5 %:

$$\Delta Q = \left| \frac{Q_{VP1}^{SKUT} - Q_{VP1}}{Q_{VP1}^{SKUT}} \right| = \left| \frac{4991,83 - 4953,16}{4991,83} \right| = 0,775 \%$$

Vypočítaná hodnota je menší než 5 %, zvolený počet podélných řad tedy vyhovuje.

4.3.9 Skutečná teplota spalin v bodě C pilového diagramu

Skutečnou teplotu spalin lze určit interpolací z *tab. 2-2*; výsledkem je $T_C^{SKUT} = 454,26\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Skutečná entalpie spalin v bodě C pilového diagramu

Je počítána úpravou vzorce (2-3):

$$I_C = I_B - \frac{Q_{VP1}^{SKUT}}{M_{SP}(1 - z_S)} = 694,585 - \frac{4991,83}{70,82(1 - 0,003454)} = 623,85\text{ kJ/m}^3$$

Skutečná teplota spalin v bodě C pilového diagramu

$$T_C^{SKUT} = 400 + (500 - 400) \frac{(I_C - I_{SP}^{400})}{(I_{SP}^{500} - I_{SP}^{400})} = 400 + 100 \cdot \frac{(623,85 - 545,15)}{(690,21 - 545,15)} = 454,26\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Kontrola skutečné teploty

Určí se rozdíl skutečné a vypočtené hodnoty v absolutní hodnotě a zkontroluje se, jestli není větší než $3\text{ }^{\circ}\text{C}$.

$$\Delta T = |T_C^{SKUT} - T_C| = |454,26 - 454,63| = 0,37\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Vypočítaná hodnota je menší než $3\text{ }^{\circ}\text{C}$, zvolený počet podélných řad tedy vyhovuje.

4.3.10 Přehled vypočtených hodnot VP1

Tab. 4-3 Přehled vypočtených hodnot VP1

| Vypočtené veličiny | Označení | Hodnota |
|------------------------------|------------------|----------------------------|
| Počet trubek v jedné řadě | n_{TR} | 50 [-] |
| Rychlost proudění páry | w_P | 12,85 m/s |
| Skutečný objemový tok spalin | M_{SP}^{SKUT} | 194,965 m ³ /s |
| Rychlost proudění spalin | w_{SP} | 9,35 m/s |
| Součinitel prostupu tepla | k | 23,726 W/m ² /K |
| Logaritmický teplotní spád | Δt_{LN} | 118,94 K |
| Počet podélných řad | n_{RAD} | 3 [-] |
| Skutečná vnější plocha | S_{SP} | 1 768,88 m ² |
| Skutečné předané teplo | Q_{VP1}^{SKUT} | 4 991,83 kW |
| Skutečná teplota bodu C | T_C^{SKUT} | 454,26 °C |

4.4 Návrh výpočtu vysokotlakého výparníku VV

Postupuje se obdobně jako v předchozích dvou kapitolách, jen se nezjišťuje rychlost proudění chladicího média v potrubí a zanedbává se součinitel přestupu tepla ze strany chladicího média. Vypočtené hodnoty v této kapitole patří výhradně vysokotlakému výparníku. Také jako v předchozích kapitolách je vypočítaná hodnota uvedena hned na začátku podkapitoly.

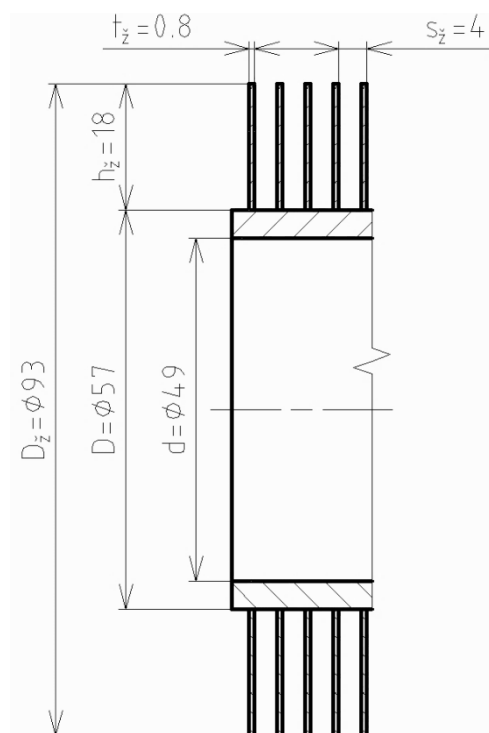
4.4.1 Návrh rozměrů trubek a žebek VV

Rozměry žebrovaných trubek jsou uvedeny v tab. 4-4 a zakótovány na obr. 4-4.

Tab. 4-4 Rozměry žebrovaných trubek VV

| Rozměr trubek | Označení | Hodnota |
|-----------------------|----------|---------|
| Vnější průměr | D | 57 mm |
| Tloušťka stěny | t | 4 mm |
| Vnitřní průměr | d | 49 mm |
| Výška žebek | h_z | 18 mm |
| Tloušťka žebek | t_z | 0,8 mm |
| Počet žebek na metr | n_z | 250 1/m |
| Rozteč mezi žebry | s_z | 4 mm |
| Vnější průměr s žebry | D_z | 93 mm |

Obr. 4-4 Rozměry žebrovaných trubek VV



4.4.2 Počet trubek v jedné podélné řadě VV

Vypočítá se dle vzorce (3-4), následně je volen $n_{TR} = 38$.

Rozteče ve spalinovém kanálu

Pro výpočet příčné rozteče s_1 je třeba zvolit mezitrubkovou vzdálenost v rozmezí 5-15 mm, konkrétně pro VV $a = 8 \text{ mm}$. Příčná rozteč se poté vypočítá:

$$s_1 = D_z + a = 93 + 8 = 101 \text{ mm}.$$

Podélná rozteč je navrhována $s_2 = 117 \text{ mm}$.

Počet trubek v jedné podélné řadě

$$n_{TR} = \frac{\xi}{s_1} - \frac{1}{2} = \frac{3,9}{0,101} - \frac{1}{2} = 38,11$$

Volí se počet trubek v jedné podélné řadě $n_{TR} = 38$.

Skutečný objemový průtok spalín

Pro výpočet skutečného objemového průtoku spalín je třeba určit entalpii a teplotu v bodě D pilového diagramu. Entalpie se vypočítá úpravou vzorce (2-3):

$$I_D = I_C - \frac{Q_{VV}}{M_{SP}(1 - z_S)} = 623,85 - \frac{16\,897,03}{70,82(1 - 0,003\,454)} = 384,44 \text{ kJ/m}^3.$$

Teplota se určí interpolací z tab. 2-2:

$$T_D = 200 + (300 - 200) \cdot \frac{(I_D - I_{SP}^{200})}{(I_{SP}^{300} - I_{SP}^{200})} = 200 + 100 \cdot \frac{(384,44 - 267,12)}{(404,39 - 267,12)} = 285,47 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Průměrná teplota spalínového proudu:

$$T_{C-D} = \frac{T_C^{SKUT} + T_D}{2} = \frac{454,26 + 285,47}{2} = 369,86 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Skutečný objemový průtok zohledňuje i teplotu spalín:

$$M_{SP}^{SKUT} = M_{SP} \cdot \frac{T_{C-D} + 273,15}{273,15} = 70,82 \cdot \frac{369,86 + 273,15}{273,15} = 166,715 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Rychlost proudění spalín

Skutečný průřez spalínového kanálu – dle vzorce (3-5):

$$S_{KAN} = l \cdot (\check{s} - n_{TR} \cdot (D + 2 \cdot h_{\check{z}} \cdot t_{\check{z}} \cdot n_{\check{z}}))$$

$$S_{KAN} = 11,7 \cdot (3,9 - 38 \cdot (0,057 + 2 \cdot 0,018 \cdot 0,000\,8 \cdot 250)) = 17,087 \text{ m}^2.$$

Skutečná rychlost spalín – dle vzorce (3-3):

$$w_{SP} = \frac{M_{SP}^{SKUT}}{S_{KAN}} = \frac{166,715}{17,087} = 9,76 \text{ m/s}.$$

4.4.3 Součinitel přestupu tepla ze strany spalín VV

Je určen ze vzorce (4-1), výsledkem je $\alpha_{1r} = 23,428 \text{ W/m}^2/\text{K}$.

Součinitel přestupu tepla konvekcí

Součinitel zohledňující počet podélných řad c_Z je volen na základě konzultací pro výparníky $c_Z = 1$. Lze jej taktéž určit z diagramu v literatuře [1] na straně 116.

Parametr určující uspořádání trubek ve svazku φ_σ – vzorec (4-5):

$$\varphi_\sigma = \frac{s_1 - D}{\sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2 + s_2^2} - D} = \frac{101 - 57}{\sqrt{\left(\frac{101}{2}\right)^2 + 117^2} - 57} = 0,624\,70$$

Součinitel tepelné vodivosti spalin λ_{SP} a součinitel kinematické viskozity spalin ν_{SP} je určen interpolací z tabulek v literatuře [1] na straně 24 pro průměrnou teplotu spalinového proudu $T_{C-D} = 369,86^\circ\text{C}$ a pro zadaný objemový podíl H_2O $x_{\text{H}_2\text{O}} = 7,58\%$:

$$\lambda_{SP} = 0,053\,01\, \text{W/m/K}$$

$$\nu_{SP} = 5,55 \cdot 10^{-5}\, \text{m}^2/\text{s}$$

Součinitel přestupu tepla konvekci α_K - vzorec (4-4):

$$\alpha_K = 0,23 \cdot c_z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{SP}}{S_z} \cdot \left(\frac{D}{S_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{S_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{SP} \cdot S_z}{\nu_{SP}}\right)^{0,65}$$

$$\alpha_K = 0,23 \cdot 1 \cdot 0,62470^{0,2} \cdot \frac{0,05301}{0,004} \cdot \left(\frac{0,057}{0,004}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,018}{0,004}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{9,76 \cdot 0,004}{5,55 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65}$$

$$\alpha_K = 37,97\, \text{W/m}^2/\text{K}$$

Součinitel efektivnosti žeber

Součinitel β – vzorec (4-3):

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_K}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 37,97}{0,0008 \cdot 40 \cdot (1 + 0,0045 \cdot 0,85 \cdot 37,97)}} = 41,966$$

Součin $\beta \cdot h_z$:

$$\beta \cdot h_z = 41,966 \cdot 0,018 = 0,755$$

Poměr $\frac{D_z}{D}$:

$$\frac{D_z}{D} = \frac{93}{57} = 1,63$$

Z nomogramu lze nyní určit $E = 0,82$.

Součinitel přestupu tepla ze strany spalin

Podíl výhřevných ploch žeber a celkové plochy ze strany spalin $\frac{S_z}{S}$ – vzorec (4-2):

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{93}{57}\right)^2 - 1}{\left(\frac{93}{57}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{4}{57} - \frac{0,8}{57}\right)} = 0,936\,72$$

Podíl plochy části trubky bez žeber a celkové plochy ze strany spalin $\frac{S_h}{S}$ – vzorec (4-6):

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,93672 = 0,063\,28$$

Součinitel přestupu tepla ze strany spalín α_{1r} :

$$\alpha_{1r} = \left[\frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right] \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K}$$

$$\alpha_{1r} = [0,93672 \cdot 0,82 \cdot 1 + 0,06328] \cdot \frac{0,85 \cdot 37,97}{1 + 0,0045 \cdot 0,85 \cdot 37,97} = 23,428 \text{ W/m}^2/\text{K}$$

4.4.4 Součinitel prostupu tepla VV

U výparníku vychází součinitel přestupu tepla ze strany chladicího média velmi vysoký, proto je tedy zlomek ze vzorce (4-11) $\frac{1}{\alpha_{2r}} = 0$. Potom součinitel prostupu tepla se vypočítá jako $k = \alpha_{1r} = 23,428 \text{ W/m}^2/\text{K}$.

Metrové plochy

Nejprve se vypočítá povrch jednoho žebra S_{1z} – vzorec (4-8):

$$S_{1z} = \frac{2 \cdot \pi \cdot (D_z^2 - D^2)}{4} + \pi \cdot D_z \cdot t_z = \frac{2 \cdot \pi \cdot (0,093^2 - 0,057^2)}{4} + \pi \cdot 0,093 \cdot 0,0008$$

$$S_{1z} = 0,00872 \text{ m}^2$$

Vnější metrová plocha potrubí S_{1m} – vzorec (4-9):

$$S_{1m} = \pi \cdot D \cdot (1 - n_z \cdot t_z) + n_z \cdot S_{1z} = \pi \cdot 0,057 \cdot (1 - 250 \cdot 0,0008) + 250 \cdot 0,00872$$

$$S_{1m} = 2,32227 \text{ m}^2$$

Vnitřní metrová plocha potrubí S_{2m} – vzorec (4-10):

$$S_{2m} = \pi \cdot d = \pi \cdot 0,049 = 0,15394 \text{ m}^2$$

4.4.5 Počet podélných řad VV

Vypočítá se ze vzorce (4-14), potom se zvolí $n_{RAD} = 12$.

Logaritmický teplotní spád

Rozdíly teplot pro výpočet logaritmického teplotního spádu:

$$\Delta t_1 = T_C^{SKUT} - t_4 = 454,26 - 275,59 = 178,67 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = T_D - t_5 = 285,47 - 275,59 = 9,88 \text{ }^\circ\text{C}$$

Logaritmický teplotní spád Δt_{LN} se vypočítá ze vzorce (4-12):

$$\Delta t_{LN} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{178,67 - 9,88}{\ln\left(\frac{178,67}{9,88}\right)} = 58,30 \text{ K}$$

Vnější teplosměnná plocha

Určí se ze vzorce (4-13), jako předané teplo v dané teplosměnné ploše bude použito vypočítané teplo předané páře ve vysokotlakém výparníku, a sice Q_{VV} .

$$S_{SP} = \frac{Q_{VV}}{k \cdot \Delta t_{LN}} = \frac{16897030}{23,428 \cdot 58,30} = 12\,370,70 \text{ m}^2$$

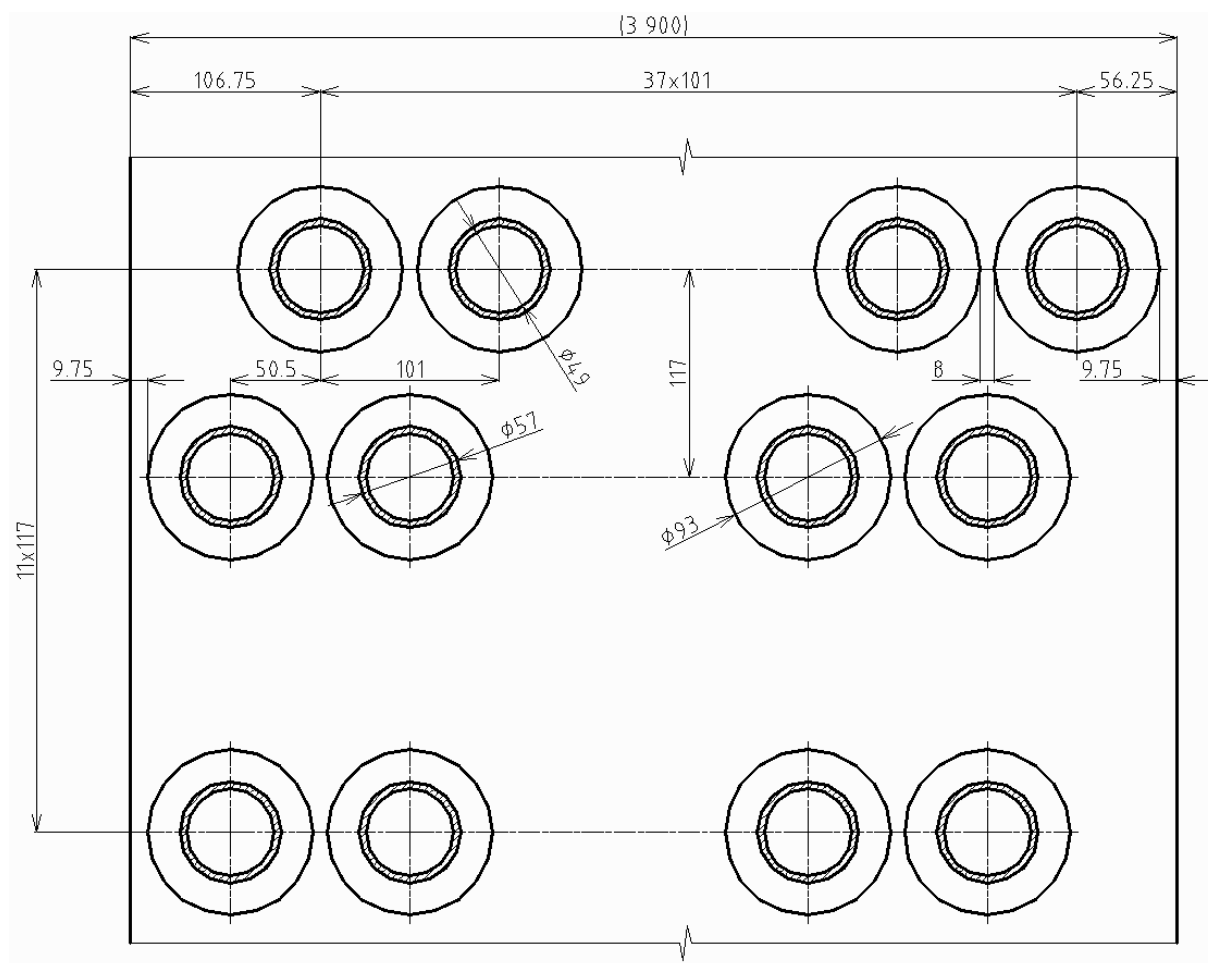
Celkový počet podélných řad

$$n_{\text{řAD}} = \frac{S_{SP}}{l \cdot S_{1m} \cdot n_{TR}} = \frac{12\,370,70}{11,7 \cdot 2,32227 \cdot 38} = 11,982$$

Je třeba zvolit celé číslo, počet podélných řad je tedy $n_{\text{řAD}} = 12$.

4.4.6 Rozložení trubek ve VV

Obr. 4-5 Schéma rozložení trubek ve VV



4.4.7 Skutečné předané teplo ve VV

Teplo se určí dosazením do vzorce (4-13), výsledek je $Q_{VV}^{SKUT} = 4\,991,83 \text{ kW}$.

Skutečná vnější teplosměnná plocha

Vypočítá se upravením a dosazením do vzorce (4-14):

$$S_{SP} = n_{RAD} \cdot n_{TR} \cdot l \cdot S_{1m} = 12 \cdot 38 \cdot 11,7 \cdot 2,32227 = 12\,389,75 \text{ m}^2$$

Skutečné teplo předané páře ve vysokotlakém výparníku

$$Q_{VV}^{SKUT} = k \cdot S_{SP} \cdot \Delta t_{LN} = 23,428 \cdot 12\,389,75 \cdot 58,30 = 16\,923,05 \text{ kW}$$

Kontrola skutečného předaného tepla

Vypočte se poměrný rozdíl tepel v absolutní hodnotě, který se kontroluje, zda nepřekročil hodnotu 5 %:

$$\Delta Q = \left| \frac{Q_{VV}^{SKUT} - Q_{VV}}{Q_{VV}^{SKUT}} \right| = \left| \frac{16\,923,05 - 16\,897,03}{16\,923,05} \right| = 0,154 \%$$

Vypočítaná hodnota je menší než 5 %, zvolený počet podélných řad tedy vyhovuje.

4.4.8 Skutečná teplota spalin v bodě D pilového diagramu

Skutečnou teplotu spalin lze určit interpolací z tab. 2-2; výsledkem je $T_D^{SKUT} = 285,19 \text{ °C}$.

Skutečná entalpie spalin v bodě D pilového diagramu

Je počítána úpravou vzorce (2-3):

$$I_D = I_C - \frac{Q_{VV}^{SKUT}}{M_{SP}(1 - z_S)} = 623,85 - \frac{16\,923,05}{70,82(1 - 0,003\,454)} = 384,07 \text{ kJ/m}^3$$

Skutečná teplota spalin v bodě D pilového diagramu

$$T_D^{SKUT} = 200 + (300 - 200) \frac{(I_D - I_{SP}^{200})}{(I_{SP}^{300} - I_{SP}^{200})} = 200 + 100 \cdot \frac{(384,07 - 267,12)}{(404,39 - 267,12)} = 285,19 \text{ °C}$$

Kontrola skutečné teploty

Určí se rozdíl skutečné a vypočtené hodnoty v absolutní hodnotě a zkontroluje se, jestli není větší než 3 °C.

$$\Delta T = |T_D^{SKUT} - T_D| = |285,19 - 285,47| = 0,28 \text{ °C}$$

Vypočítaná hodnota je menší než 3 °C, zvolený počet podélných řad tedy vyhovuje.

4.4.9 Přehled vypočtených hodnot VV

Tab. 4-5 Přehled vypočtených hodnot VV

| Vypočtené veličiny | Označení | Hodnota |
|------------------------------|-----------------|----------------------------|
| Počet trubek v jedné řadě | n_{TR} | 38 [-] |
| Skutečný objemový tok spalín | M_{SP}^{SKUT} | 166,715 m ³ /s |
| Rychlost proudění spalín | w_{SP} | 9,76 m/s |
| Součinitel prostupu tepla | k | 23,428 W/m ² /K |
| Logaritmický teplotní spád | Δt_{LN} | 58,30 K |
| Počet podélných řad | n_{RAD} | 12 [-] |
| Skutečná vnější plocha | S_{SP} | 12 389,75 m ² |
| Skutečné předané teplo | Q_{VV}^{SKUT} | 16 923,05 kW |
| Skutečná teplota bodu D | T_D^{SKUT} | 285,19 °C |

4.5 Návrh výpočtu vysokotlakého ekonomizéru VE3

Vysokotlaký ekonomizér VE3 je počítán v podstatě stejně jako VV, s tím rozdílem, že je zde počítána rychlost proudění vody v potrubí. Součinitel přestupu tepla ze strany chladicího média se předpokládá také vysoký a lze jej proto také zanedbat.

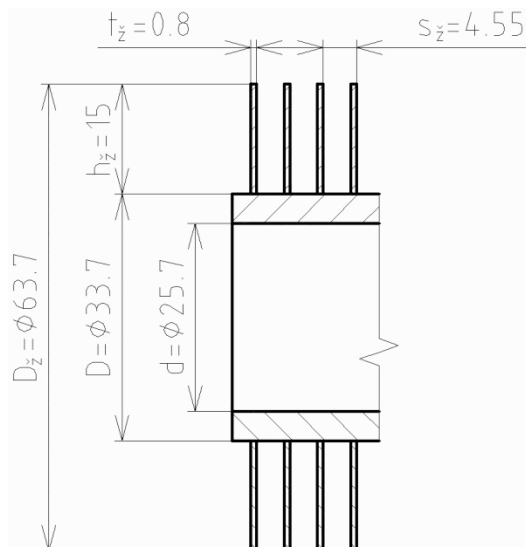
4.5.1 Návrh rozměrů trubek a žeber VE3

Rozměry žebrovaných trubek jsou uvedeny v tab. 4-6 a zakótovány na obr. 4-6.

Tab. 4-6 Rozměry žebrovaných trubek VE3

| Rozměr trubek | Označení | Hodnota |
|-----------------------|----------|---------|
| Vnější průměr | D | 33,7 mm |
| Tloušťka stěny | t | 4 mm |
| Vnitřní průměr | d | 25,7 mm |
| Výška žeber | h_z | 15 mm |
| Tloušťka žeber | t_z | 0,8 mm |
| Počet žeber na metr | n_z | 220 1/m |
| Rozteč mezi žebry | s_z | 4,55 mm |
| Vnější průměr s žebry | D_z | 63,7 mm |

Obr. 4-6 Rozměry žebrovaných trubek VE3



4.5.2 Počet trubek v jedné podélné řadě VE3

Vypočítá se dle vzorce (3–4), následně je volen $n_{TR} = 56$.

Rozteče ve spalinovém kanálu

Pro výpočet příčné rozteče s_1 je třeba zvolit mezitrubkovou vzdálenost v rozmezí 5-15 mm, konkrétně pro VE3 $a = 5 \text{ mm}$. Příčná rozteč se poté vypočítá:

$$s_1 = D_{\bar{z}} + a = 63,7 + 5 = 68,7 \text{ mm}.$$

Podélná rozteč je navrhována $s_2 = 92 \text{ mm}$.

Počet trubek v jedné podélné řadě

$$n_{TR} = \frac{\bar{s}}{s_1} - \frac{1}{2} = \frac{3,9}{0,0687} - \frac{1}{2} = 56,27$$

Volí se počet trubek v jedné podélné řadě $n_{TR} = 56$.

Skutečný objemový průtok spalin

Pro výpočet skutečného objemového průtoku spalin je třeba určit entalpii a teplotu v bodě E pilového diagramu. Entalpie se vypočítá úpravou vzorce (2–3):

$$I_E = I_D - \frac{Q_{VE3}}{M_{SP}(1 - z_S)} = 384,07 - \frac{3\,055,74}{70,82(1 - 0,003\,454)} = 340,77 \text{ kJ/m}^3.$$

Teplota se určí interpolací z tab. 2-2:

$$T_E = 200 + (300 - 200) \cdot \frac{(I_E - I_{SP}^{200})}{(I_{SP}^{300} - I_{SP}^{200})} = 200 + 100 \cdot \frac{(340,77 - 267,12)}{(404,39 - 267,12)} = 253,65 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Průměrná teplota spalínového proudu:

$$T_{D-E} = \frac{T_D^{SKUT} + T_E}{2} = \frac{285,19 + 253,65}{2} = 269,42 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Skutečný objemový průtok zohledňuje i teplotu spalin:

$$M_{SP}^{SKUT} = M_{SP} \cdot \frac{T_{D-E} + 273,15}{273,15} = 70,82 \cdot \frac{269,42 + 273,15}{273,15} = 140,673 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Rychlost proudění spalin

Skutečný průřez spalínového kanálu – dle vzorce (3–5):

$$S_{KAN} = l \cdot (\bar{s} - n_{TR} \cdot (D + 2 \cdot h_{\bar{z}} \cdot t_{\bar{z}} \cdot n_{\bar{z}}))$$

$$S_{KAN} = 11,7 \cdot (3,9 - 56 \cdot (0,0337 + 2 \cdot 0,015 \cdot 0,0008 \cdot 220)) = 20,090 \text{ m}^2.$$

Skutečná rychlost spalín – dle vzorce (3-3):

$$w_{SP} = \frac{M_{SP}^{SKUT}}{S_{KAN}} = \frac{140,673}{20,090} = 7,00 \text{ m/s.}$$

Rychlost proudění vody

Pro určení rychlosti proudění vody v potrubí je třeba určit střední hodnotu měrného objemu páry ve VE3 pomocí programu XSTEAM ze střední hodnoty teploty a tlaku vody.

$$t_{6-7} = \frac{t_6 + t_7}{2} = \frac{270,59 + 210}{2} = 240,295 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$p_{6-7} = \frac{p_6 + p_7}{2} = \frac{6,0 + 6,1}{2} = 6,05 \text{ MPa}$$

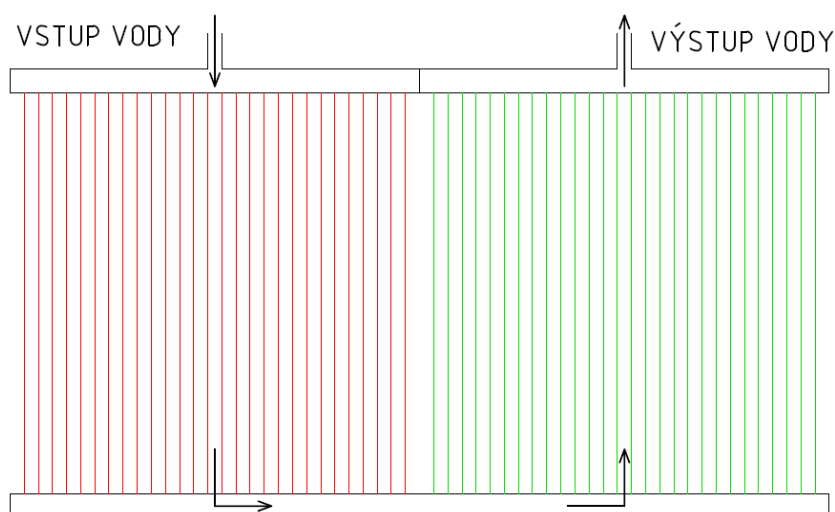
$$v_{6-7} = f(t_{6-7}, p_{6-7}) = 0,001\,226 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Rychlost proudění vody v potrubí by se měla pohybovat v rozmezí 0,5-1,5 m/s a vypočítá se dosazením vzorce (3-2) do vzorce (3-1):

$$w_P = \frac{M_P \cdot v_P}{S_P} = \frac{4 \cdot 0,95 \cdot M_{VP} \cdot v_{6-7}}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{TR}} = \frac{4 \cdot 0,95 \cdot 11,14 \cdot 0,001226}{\pi \cdot 0,0257^2 \cdot 56} = 0,446 \text{ m/s.}$$

Rychlost proudění vody je příliš nízká a nevyhovuje danému rozmezí. Proto bude rozváděcí komora rozdělena na dvě části, jak je zobrazeno na obr. 4-7. Voda bude tedy proudit nejprve jednou (červenou) polovinou trubek, projde nerozdělenou komorou a druhou (zelenou) polovinou trubek. Rychlost se tedy zvýší 2krát.

Obr. 4-7 Schéma proudění vody ve VE3



$$w_P = 2 \cdot 0,446 = 0,89 \text{ m/s}$$

Tato rychlost již vyhovuje.

4.5.3 Součinitel přestupu tepla ze strany spalin VE3

Je určen ze vzorce (4-1), výsledkem je $\alpha_{1r} = 26,009 \text{ W/m}^2/\text{K}$.

Součinitel přestupu tepla konvekci

Součinitel zohledňující počet podélných řad c_Z je volen na základě konzultací pro ekonomizéry $c_Z = 0,95$. Lze jej taktéž určit z diagramu v literatuře [1] na straně 116.

Parametr určující uspořádání trubek ve svazku φ_σ – vzorec (4-5):

$$\varphi_\sigma = \frac{s_1 - D}{\sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2 + s_2^2 - D}} = \frac{68,7 - 33,7}{\sqrt{\left(\frac{68,7}{2}\right)^2 + 92^2 - 33,7}} = 0,54261$$

Součinitel tepelné vodivosti spalin λ_{SP} a součinitel kinematické viskozity spalin ν_{SP} je určen interpolací z tabulek v literatuře [1] na straně 24 pro průměrnou teplotu spalinového proudu $T_{D-E} = 269,42 \text{ }^\circ\text{C}$ a pro zadaný objemový podíl H_2O $x_{\text{H}_2\text{O}} = 7,58 \%$:

$$\lambda_{SP} = 0,04483 \text{ W/m/K}$$

$$\nu_{SP} = 4,14 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

Součinitel přestupu tepla konvekci α_K - vzorec (4-4):

$$\alpha_K = 0,23 \cdot c_Z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{SP}}{s_z} \cdot \left(\frac{D}{s_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{s_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{SP} \cdot s_z}{\nu_{SP}}\right)^{0,65}$$

$$\alpha_K = 0,23 \cdot 0,95 \cdot 0,54261^{0,2} \cdot \frac{0,04483}{0,00455} \cdot \left(\frac{0,0337}{0,00455}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,015}{0,00455}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{7 \cdot 0,00455}{4,14 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65}$$

$$\alpha_K = 41,08 \text{ W/m}^2/\text{K}$$

Součinitel efektivnosti žeber

Součinitel β – vzorec (4-3):

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_K}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 41,08}{0,0008 \cdot 40 \cdot (1 + 0,0045 \cdot 0,85 \cdot 41,08)}} = 43,428$$

Součin $\beta \cdot h_z$:

$$\beta \cdot h_z = 43,428 \cdot 0,015 = 0,651$$

Poměr $\frac{D_z}{D}$:

$$\frac{D_z}{D} = \frac{63,7}{33,7} = 1,89$$

Z nomogramu lze nyní určit $E = 0,85$.

Součinitel přestupu tepla ze strany spalín

Podíl výhřevných ploch žebířů a celkové plochy ze strany spalín $\frac{S_z}{S}$ – vzorec (4-2):

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{63,7}{33,7}\right)^2 - 1}{\left(\frac{63,7}{33,7}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{4,55}{33,7} - \frac{0,8}{33,7}\right)} = 0,92048$$

Podíl plochy části trubky bez žebířů a celkové plochy ze strany spalín $\frac{S_h}{S}$ – vzorec (4-6):

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,92048 = 0,07952$$

Součinitel přestupu tepla ze strany spalín α_{1r} :

$$\alpha_{1r} = \left[\frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right] \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K}$$

$$\alpha_{1r} = [0,92048 \cdot 0,85 \cdot 1 + 0,07952] \cdot \frac{0,85 \cdot 41,08}{1 + 0,0045 \cdot 0,85 \cdot 41,08} = 26,009 \text{ W/m}^2/\text{K}$$

4.5.4 Součinitel prostupu tepla VE3

U ekonomizéru vychází součinitel přestupu tepla ze strany vody velmi vysoký, proto tedy zlomek ze vzorce (4-11) $\frac{1}{\alpha_{2r}} = 0$, potom součinitel prostupu tepla bude vypočítán jako $k = \alpha_{1r} = 26,009 \text{ W/m}^2/\text{K}$.

Metrové plochy

Nejprve se vypočítá povrch jednoho žebířku S_{1z} – vzorec (4-8):

$$S_{1z} = \frac{2 \cdot \pi \cdot (D_z^2 - D^2)}{4} + \pi \cdot D_z \cdot t_z = \frac{2 \cdot \pi \cdot (0,0637^2 - 0,0337^2)}{4} + \pi \cdot 0,0637 \cdot 0,0008$$

$$S_{1z} = 0,00475 \text{ m}^2$$

Vnější metrová plocha potrubí S_{1m} – vzorec (4–9):

$$S_{1m} = \pi \cdot D \cdot (1 - n_z \cdot t_z) + n_z \cdot S_{1z} = \pi \cdot 0,0337 \cdot (1 - 220 \cdot 0,0008) + 220 \cdot 0,00475$$

$$S_{1m} = 1,132\,23\,m^2$$

Vnitřní metrová plocha potrubí S_{2m} – vzorec (4–10):

$$S_{2m} = \pi \cdot d = \pi \cdot 0,049 = 0,153\,94\,m^2$$

4.5.5 Počet podélných řad VE3

Vypočítá se ze vzorce (4–14), potom se zvolí $n_{\check{R}AD} = 6$.

Logaritmický teplotní spád

Rozdíly teplot pro výpočet logaritmického teplotního spádu:

$$\Delta t_1 = T_D^{SKUT} - t_6 = 285,19 - 270,59 = 14,6\,^{\circ}C$$

$$\Delta t_2 = T_E - t_7 = 253,65 - 210 = 43,65\,^{\circ}C$$

Logaritmický teplotní spád Δt_{LN} se vypočítá ze vzorce (4–12):

$$\Delta t_{LN} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{14,6 - 43,65}{\ln\left(\frac{14,6}{43,65}\right)} = 26,53\,K$$

Vnější teplosměnná plocha

Určí se ze vzorce (4–13), jako předané teplo v dané teplosměnné ploše bude použito vypočítané teplo předané páře ve vysokotlakém ekonomizéru VE3, a sice Q_{VE3} .

$$S_{SP} = \frac{Q_{VE3}}{k \cdot \Delta t_{LN}} = \frac{3\,055\,740}{26,009 \cdot 26,53} = 4\,428,70\,m^2$$

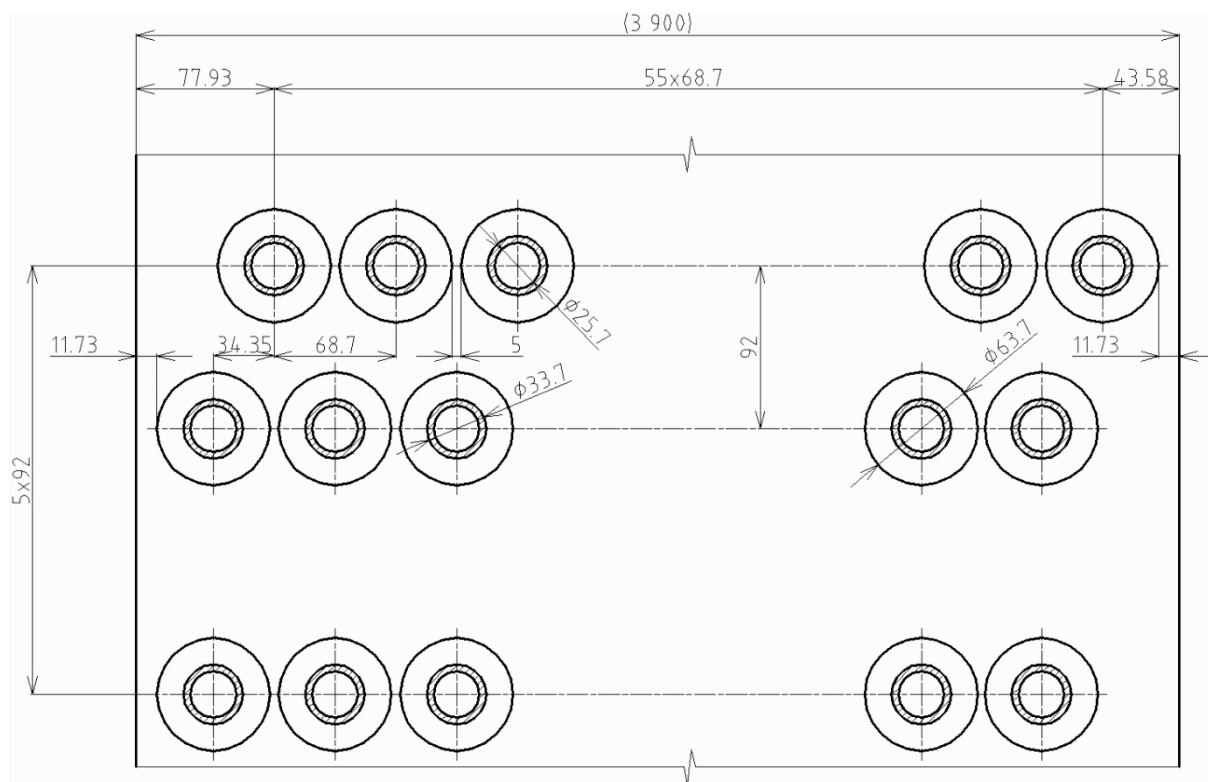
Celkový počet podélných řad

$$n_{\check{R}AD} = \frac{S_{SP}}{l \cdot S_{1m} \cdot n_{TR}} = \frac{4428,7}{11,7 \cdot 1,13223 \cdot 56} = 5,970$$

Je třeba zvolit celé číslo, počet podélných řad je tedy $n_{\check{R}AD} = 6$.

4.5.6 Rozložení trubek ve VE3

Obr. 4-8 Schéma rozložení trubek ve VE3



4.5.7 Skutečné předané teplo ve VE3

Teplo se určí dosazením do vzorce (4–13), výsledek je $Q_{VE3}^{SKUT} = 3\,071,15 \text{ kW}$.

Skutečná vnější teplosměnná plocha

Vypočítá se upravením a dosazením do vzorce (4–14):

$$S_{SP} = n_{\text{RAD}} \cdot n_{\text{TR}} \cdot l \cdot S_{1m} = 6 \cdot 56 \cdot 11,7 \cdot 1,13223 = 4\,451,02 \text{ m}^2$$

Skutečné teplo předané páře ve vysokotlakém ekonomizéru VE3

$$Q_{VE3}^{SKUT} = k \cdot S_{SP} \cdot \Delta t_{LN} = 26,009 \cdot 4451,02 \cdot 26,53 = 3\,071,15 \text{ kW}$$

Kontrola skutečného předaného tepla

Vypočte se poměrný rozdíl tepel v absolutní hodnotě, který se kontroluje, zda nepřekročil hodnotu 5 %:

$$\Delta Q = \left| \frac{Q_{VE3}^{SKUT} - Q_{VE3}}{Q_{VE3}^{SKUT}} \right| = \left| \frac{3071,15 - 3055,74}{3071,15} \right| = 0,502 \%$$

Vypočítaná hodnota je menší než 5 %, zvolený počet podélných řad tedy vyhovuje.

4.5.8 Skutečná teplota spalin v bodě E pilového diagramu

Skutečnou teplotu spalin lze určit interpolací z *tab. 2-2*; výsledkem je $T_E^{SKUT} = 253,49\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Skutečná entalpie spalin v bodě E pilového diagramu

Je počítána úpravou vzorce (2-3):

$$I_E = I_D - \frac{Q_{VE3}^{SKUT}}{M_{SP}(1 - z_S)} = 384,07 - \frac{3071,15}{70,82(1 - 0,003454)} = 340,55 \text{ kJ/m}^3$$

Skutečná teplota spalin v bodě E pilového diagramu

$$T_E^{SKUT} = 200 + (300 - 200) \frac{(I_E - I_{SP}^{200})}{(I_{SP}^{300} - I_{SP}^{200})} = 200 + 100 \cdot \frac{(340,55 - 267,12)}{(404,39 - 267,12)} = 253,49\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Kontrola skutečné teploty

Určí se rozdíl skutečné a vypočtené hodnoty v absolutní hodnotě a zkontroluje se, jestli není větší než $3\text{ }^{\circ}\text{C}$.

$$\Delta T = |T_E^{SKUT} - T_E| = |253,49 - 253,65| = 0,16\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Vypočítaná hodnota je menší než $3\text{ }^{\circ}\text{C}$, zvolený počet podélných řad tedy vyhovuje.

4.5.9 Přehled vypočtených hodnot VE3

Tab. 4-7 Přehled vypočtených hodnot VE3

| Vypočtené veličiny | Označení | Hodnota |
|------------------------------|------------------|----------------------------|
| Počet trubek v jedné řadě | n_{TR} | 56 [-] |
| Rychlost proudění vody | w_P | 0,89 m/s |
| Skutečný objemový tok spalin | M_{SP}^{SKUT} | 140,673 m ³ /s |
| Rychlost proudění spalin | w_{SP} | 7,00 m/s |
| Součinitel prostupu tepla | k | 26,009 W/m ² /K |
| Logaritmický teplotní spád | Δt_{LN} | 26,53 K |
| Počet podélných řad | n_{RAD} | 6 [-] |
| Skutečná vnější plocha | S_{SP} | 4 451,02 m ² |
| Skutečné předané teplo | Q_{VE3}^{SKUT} | 3 071,15 kW |
| Skutečná teplota bodu E | T_E^{SKUT} | 253,49 °C |

4.6 Návrh výpočtu nízkotlakého přehříváku NP

Postupuje se obdobně jako u návrhu výpočtu vysokotlakého přehříváku VP1. Vypočtené hodnoty se týkají výhradně NP. Na začátku každé podkapitoly bude uvedena důležitá vypočtená hodnota kvůli přehlednosti, výpočet bude následovat ve správném pořadí.

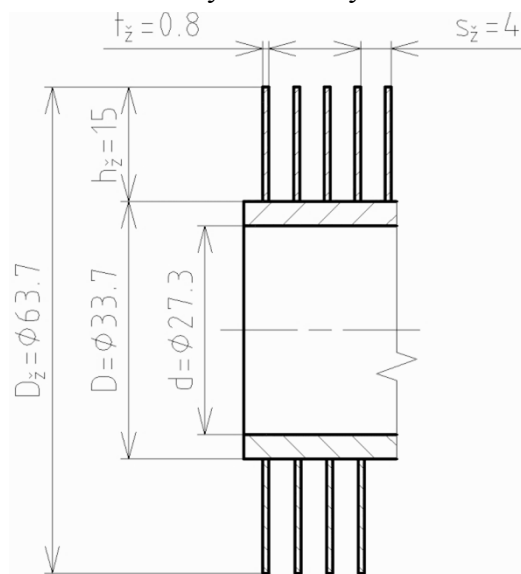
4.6.1 Návrh rozměrů trubek a žeber NP

Rozměry žebrovaných trubek jsou uvedeny v tab. 4-8 a zakótovány na obr. 4-9.

Tab. 4-8 Rozměry žebrovaných trubek NP

| Rozměr trubek | Označení | Hodnota |
|-----------------------|----------|---------|
| Vnější průměr | D | 33,7 mm |
| Tloušťka stěny | t | 3,2 mm |
| Vnitřní průměr | d | 27,3 mm |
| Výška žeber | h_z | 15 mm |
| Tloušťka žeber | t_z | 0,8 mm |
| Počet žeber na metr | n_z | 250 1/m |
| Rozteč mezi žebry | s_z | 4 mm |
| Vnější průměr s žebry | D_z | 63,7 mm |

Obr. 4-9 Rozměry žebrovaných trubek NP



4.6.2 Počet trubek v jedné podélné řadě NP

Vypočítá se dle vzorce (3-4), následně je volen $n_{TR} = 56$.

Rozteče ve spalinovém kanálu

Pro výpočet příčné rozteče s_1 je třeba zvolit mezitrubkovou vzdálenost v rozmezí 5-15 mm, konkrétně pro NP $a = 5$ mm. Příčná rozteč se poté vypočítá:

$$s_1 = D_z + a = 63,7 + 5 = 68,7 \text{ mm.}$$

Podélná rozteč je navrhována $s_2 = 117$ mm.

Počet trubek v jedné podélné řadě

$$n_{TR} = \frac{\xi}{s_1} - \frac{1}{2} = \frac{3,9}{0,0687} - \frac{1}{2} = 56,27$$

Volí se počet trubek v jedné podélné řadě $n_{TR} = 56$.

Rychlost proudění páry

Pro určení rychlosti proudění páry v potrubí je třeba určit střední hodnotu měrného objemu páry ve NP ze střední hodnoty teploty a tlaku páry pomocí programu XSTEAM.

$$t_{11-12} = \frac{t_{11} + t_{12}}{2} = \frac{240 + 158,83}{2} = 199,415 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$p_{11-12} = \frac{p_{11} + p_{12}}{2} = \frac{0,5 + 0,6}{2} = 0,55 \text{ MPa}$$

$$v_{11-12} = f(t_{11-12}, p_{11-12}) = 0,384 \text{ } 725 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Rychlost proudění páry v potrubí by se měla pohybovat v rozmezí 12-25 m/s a vypočítá se dosazením *vzorce (3-2)* do *vzorce (3-1)*:

$$w_P = \frac{M_P \cdot v_P}{S_P} = \frac{4 \cdot M_{NP} \cdot v_{11-12}}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{TR}} = \frac{4 \cdot 2,06 \cdot 0,384 \text{ } 725}{\pi \cdot 0,0273^2 \cdot 56} = 24,18 \text{ m/s.}$$

Skutečný objemový průtok spalín

Pro výpočet skutečného objemového průtoku spalín je třeba určit entalpii a teplotu v bodě F pilového diagramu. Entalpie se vypočítá úpravou *vzorce (2-3)*:

$$I_F = I_E - \frac{Q_{NP}}{M_{SP}(1 - z_S)} = 340,55 - \frac{379,39}{70,82(1 - 0,003 \text{ } 454)} = 335,18 \text{ kJ/m}^3.$$

Teplota se určí interpolací z *tab. 2-2*:

$$T_F = 200 + (300 - 200) \cdot \frac{(I_F - I_{SP}^{200})}{(I_{SP}^{300} - I_{SP}^{200})} = 200 + 100 \cdot \frac{(335,18 - 267,12)}{(404,39 - 267,12)} = 249,58 \text{ }^{\circ}\text{C.}$$

Průměrná teplota spalínového proudu:

$$T_{E-F} = \frac{T_E^{SKUT} + T_F}{2} = \frac{253,49 + 249,58}{2} = 251,54 \text{ }^{\circ}\text{C.}$$

Skutečný objemový průtok zohledňuje i teplotu spalín:

$$M_{SP}^{SKUT} = M_{SP} \cdot \frac{T_{E-F} + 273,15}{273,15} = 70,82 \cdot \frac{251,54 + 273,15}{273,15} = 136,036 \text{ m}^3/\text{s.}$$

Rychlost proudění spalín

Skutečný průřez spalínového kanálu – dle *vzorce (3-5)*:

$$S_{KAN} = l \cdot (\xi - n_{TR} \cdot (D + 2 \cdot h_{\xi} \cdot t_{\xi} \cdot n_{\xi}))$$

$$S_{KAN} = 11,7 \cdot (3,9 - 56 \cdot (0,0337 + 2 \cdot 0,015 \cdot 0,0008 \cdot 250)) = 19,619 \text{ m}^2.$$

Skutečná rychlost spalín – dle *vzorce (3-3)*:

$$w_{SP} = \frac{M_{SP}^{SKUT}}{S_{KAN}} = \frac{136,036}{19,619} = 6,93 \text{ m/s.}$$

4.6.3 Součinitel přestupu tepla ze strany spalín NP

Je určen ze vzorce (4-1), výsledkem je $\alpha_{1r} = 23,933 \text{ W/m}^2/\text{K}$.

Součinitel přestupu tepla konvekci

Součinitel zohledňující počet podélných řad c_z je volen na základě konzultací pro přehříváky $c_z = 0,95$. Lze jej taktéž určit z diagramu v literatuře [1] na straně 116.

Parametr určující uspořádání trubek ve svazku φ_σ – vzorec (4-5):

$$\varphi_\sigma = \frac{s_1 - D}{\sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2 + s_2^2 - D}} = \frac{68,7 - 33,7}{\sqrt{\left(\frac{68,7}{2}\right)^2 + 117^2 - 33,7}} = 0,3967$$

Součinitel tepelné vodivosti spalín λ_{SP} a součinitel kinematické viskozity spalín ν_{SP} je určen interpolací z tabulek v literatuře [1] na straně 24 pro průměrnou teplotu spalínového proudu $T_{E-F} = 251,54 \text{ }^\circ\text{C}$ a pro zadaný objemový podíl H_2O $x_{\text{H}_2\text{O}} = 7,58 \text{ } \%$:

$$\lambda_{SP} = 0,04340 \text{ W/m/K}$$

$$\nu_{SP} = 3,91 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

Součinitel přestupu tepla konvekci α_K - vzorec (4-4):

$$\alpha_K = 0,23 \cdot c_z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{SP}}{s_z} \cdot \left(\frac{D}{s_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{s_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{SP} \cdot s_z}{\nu_{SP}}\right)^{0,65}$$

$$\alpha_K = 0,23 \cdot 0,95 \cdot 0,3967^{0,2} \cdot \frac{0,04340}{0,004} \cdot \left(\frac{0,0337}{0,004}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,015}{0,004}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{6,93 \cdot 0,004}{3,91 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65}$$

$$\alpha_K = 36,95 \text{ W/m}^2/\text{K}$$

Součinitel efektivnosti žeber

Součinitel β – vzorec (4-3):

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_K}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 36,95}{0,0008 \cdot 40 \cdot (1 + 0,0045 \cdot 0,85 \cdot 36,95)}} = 41,474$$

Součin $\beta \cdot h_z$:

$$\beta \cdot h_z = 41,474 \cdot 0,015 = 0,622$$

Poměr $\frac{D_z}{D}$:

$$\frac{D_z}{D} = \frac{63,7}{33,7} = 1,89$$

Z nomogramu lze nyní určit $E = 0,86$.

Součinitel přestupu tepla ze strany spalín

Podíl výhřevných ploch žebířů a celkové plochy ze strany spalín $\frac{S_z}{S}$ – vzorec (4-2):

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{63,7}{33,7}\right)^2 - 1}{\left(\frac{63,7}{33,7}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{4}{33,7} - \frac{0,8}{33,7}\right)} = 0,931\,26$$

Podíl plochy části trubky bez žebířů a celkové plochy ze strany spalín $\frac{S_h}{S}$ – vzorec (4-6):

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,93126 = 0,068\,74$$

Součinitel přestupu tepla ze strany spalín α_{1r} :

$$\alpha_{1r} = \left[\frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right] \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K}$$

$$\alpha_{1r} = [0,93126 \cdot 0,86 \cdot 1 + 0,06874] \cdot \frac{0,85 \cdot 36,95}{1 + 0,004\,5 \cdot 0,85 \cdot 36,95} = 23,933\, W/m^2/K$$

4.6.4 Součinitel přestupu tepla ze strany páry NP

Určí se ze vzorce (4-7), výsledek je $\alpha_{2r} = 307,235\, W/m^2/K$.

Pro střední hodnoty teploty a tlaku páry v nízkotlakém přehříváku NP se pomocí programu XSTEAM stanoví součinitel tepelné vodivosti páry λ_p , součinitel dynamické viskozity páry μ_p a Prandtlovo číslo páry Pr .

$$\lambda_p = f(t_{11-12}, p_{11-12}) = 0,034\,34\, W/m/K$$

$$\mu_p = f(t_{11-12}, p_{11-12}) = 1,60 \cdot 10^{-5}\, Pa \cdot s$$

$$Pr = f(t_{11-12}, p_{11-12}) = 1,012\,10$$

Součinitel kinematické viskozity páry ν_p se vypočítá z jednoduchého vzorce:

$$\nu_p = \mu_p \cdot \nu_{11-12} = 1,60 \cdot 10^{-5} \cdot 0,384725 = 6,16 \cdot 10^{-6}\, m^2/s$$

Součinitel přestupu tepla na straně páry je potom:

$$\alpha_{2r} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m$$

$$\alpha_{2r} = 0,023 \cdot \frac{0,03434}{0,0273} \cdot \left(\frac{24,18 \cdot 0,0273}{6,16 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,01210^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 307,235\, W/m^2/K$$

4.6.5 Součinitel prostupu tepla NP

Lze je určit ze vzorce (4-11), výsledek je $k = 11,103\, W/m^2/K$.

Metrové plochy

Nejprve se vypočítá povrch jednoho žebra $S_{1ž}$ – vzorec (4–8):

$$S_{1ž} = \frac{2 \cdot \pi \cdot (D_z^2 - D^2)}{4} + \pi \cdot D_z \cdot t_z = \frac{2 \cdot \pi \cdot (0,0637^2 - 0,0337^2)}{4} + \pi \cdot 0,0637 \cdot 0,0008$$

$$S_{1ž} = 0,00475 \text{ m}^2$$

Vnější metrová plocha potrubí S_{1m} – vzorec (4–9):

$$S_{1m} = \pi \cdot D \cdot (1 - n_z \cdot t_z) + n_z \cdot S_{1ž} = \pi \cdot 0,0337 \cdot (1 - 250 \cdot 0,0008) + 250 \cdot 0,00475$$

$$S_{1m} = 1,27219 \text{ m}^2$$

Vnitřní metrová plocha potrubí S_{2m} – vzorec (4–10):

$$S_{2m} = \pi \cdot d = \pi \cdot 0,0273 = 0,08577 \text{ m}^2$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}} + \frac{1}{\alpha_{2r}} \cdot \frac{S_{1m}}{S_{2m}}} = \frac{1}{\frac{1}{23,933} + \frac{1}{307,235} \cdot \frac{1,27219}{0,08577}} = 11,103 \text{ W/m}^2/\text{K}$$

4.6.6 Počet podélných řad NP

Vypočítá se ze vzorce (4–14), potom se zvolí $n_{RAD} = 1$.

Logaritmický teplotní spád

Rozdíly teplot pro výpočet logaritmického teplotního spádu:

$$\Delta t_1 = T_E^{SKUT} - t_{11} = 253,49 - 240 = 13,49 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = T_F - t_{12} = 249,58 - 158,83 = 90,75 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Logaritmický teplotní spád Δt_{LN} se vypočítá ze vzorce (4–12):

$$\Delta t_{LN} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{13,49 - 90,75}{\ln\left(\frac{13,49}{90,75}\right)} = 40,54 \text{ K}$$

Vnější teplosměnná plocha

Určí se ze vzorce (4–13), jako předané teplo v dané teplosměnné ploše bude použito vypočítané teplo předané páře v nízkotlakém přehříváku NP, a sice Q_{NP} .

$$S_{SP} = \frac{Q_{NP}}{k \cdot \Delta t_{LN}} = \frac{379390}{11,103 \cdot 40,54} = 842,93 \text{ m}^2$$

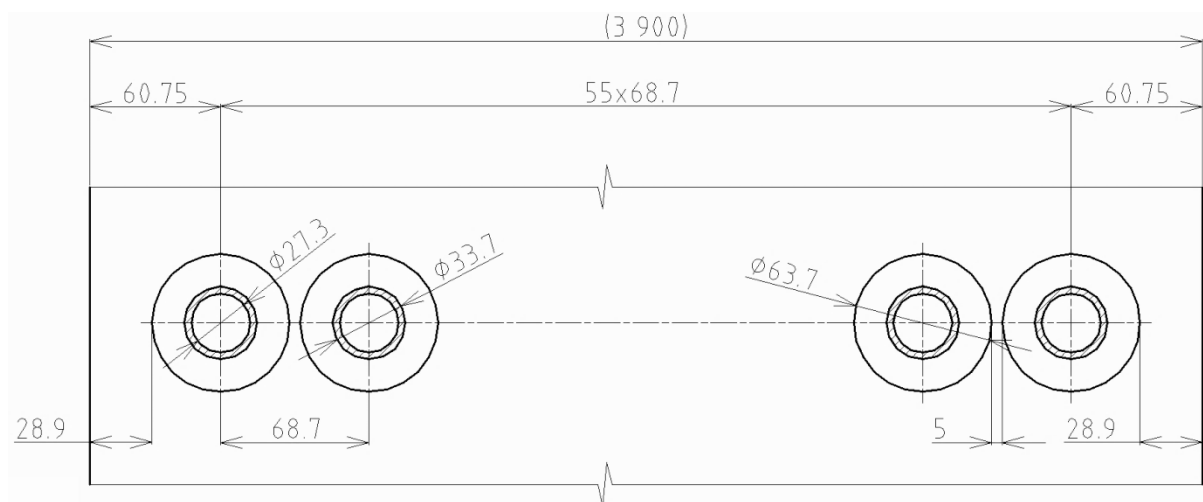
Celkový počet podélných řad

$$n_{\text{řAD}} = \frac{S_{SP}}{l \cdot S_{1m} \cdot n_{TR}} = \frac{842,93}{11,7 \cdot 1,27219 \cdot 56} = 1,011$$

Je třeba zvolit celé číslo, počet podélných řad je tedy $n_{\text{řAD}} = 1$.

4.6.7 Rozložení trubek v NP

Obr. 4-10 Schéma rozložení trubek v NP

***4.6.8 Skutečné předané teplo v NP***

Teplo se určí dosazením do vzorce (4-13), výsledek je $Q_{NP}^{SKUT} = 4\,991,83 \text{ kW}$.

Skutečná vnější teplosměnná plocha

Vypočítá se upravením a dosazením do vzorce (4-14):

$$S_{SP} = n_{\text{řAD}} \cdot n_{TR} \cdot l \cdot S_{1m} = 1 \cdot 56 \cdot 11,7 \cdot 1,27219 = 833,54 \text{ m}^2$$

Skutečné teplo předané páře v nízkotlakém přehříváku NP

$$Q_{NP}^{SKUT} = k \cdot S_{SP} \cdot \Delta t_{LN} = 11,103 \cdot 833,54 \cdot 40,54 = 375,16 \text{ kW}$$

Kontrola skutečného předaného tepla

Vypočte se poměrný rozdíl tepel v absolutní hodnotě, který se kontroluje, zda nepřekročil hodnotu 5 %:

$$\Delta Q = \left| \frac{Q_{NP}^{SKUT} - Q_{NP}}{Q_{NP}^{SKUT}} \right| = \left| \frac{375,16 - 379,39}{375,16} \right| = 1,126 \%$$

Vypočítaná hodnota je menší než 5 %, zvolený počet podélných řad tedy vyhovuje.

4.6.9 Skutečná teplota spalin v bodě F pilového diagramu

Skutečnou teplotu spalin lze určit interpolací z tab. 2-2, výsledkem je $T_F^{SKUT} = 249,62\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Skutečná entalpie spalin v bodě F pilového diagramu

Je počítána úpravou vzorce (2–3):

$$I_F = I_E - \frac{Q_{NP}^{SKUT}}{M_{SP}(1 - z_S)} = 340,55 - \frac{375,16}{70,82(1 - 0,003\,454)} = 335,24\text{ kJ/m}^3$$

Skutečná teplota spalin v bodě F pilového diagramu

$$T_F^{SKUT} = 200 + (300 - 200) \frac{(I_F - I_{SP}^{200})}{(I_{SP}^{300} - I_{SP}^{200})} = 200 + 100 \cdot \frac{(335,24 - 267,12)}{(404,39 - 267,12)} = 249,62\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Kontrola skutečné teploty

Určí se rozdíl skutečné a vypočtené hodnoty v absolutní hodnotě a zkontroluje se, jestli není větší než $3\text{ }^{\circ}\text{C}$.

$$\Delta T = |T_F^{SKUT} - T_F| = |249,62 - 249,58| = 0,04\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Vypočítaná hodnota je menší než $3\text{ }^{\circ}\text{C}$, zvolený počet podélných řad tedy vyhovuje.

4.6.10 Přehled vypočtených hodnot NP

Tab. 4-9 Přehled vypočtených hodnot NP

| Vypočtené veličiny | Označení | Hodnota |
|----------------------------------|-----------------------------------|----------------------------|
| Počet trubek v jedné řadě | n_{TR} | 56 [-] |
| Rychlost proudění páry | w_P | 24,18 m/s |
| Skutečný objemový tok spalin | M_{SP}^{SKUT} | 136,036 m ³ /s |
| Rychlost proudění spalin | w_{SP} | 6,93 m/s |
| Součinitel prostupu tepla | k | 11,103 W/m ² /K |
| Logaritmický teplotní spád | Δt_{LN} | 40,54 K |
| Počet podélných řad | n_{RAD} | 1 [-] |
| Skutečná vnější plocha | S_{SP} | 833,54 m ² |
| Skutečné předané teplo | Q_{NP}^{SKUT} | 375,16 kW |
| Skutečná teplota bodu F | T_F^{SKUT} | 249,62 °C |

4.7 Návrh výpočtu vysokotlakého ekonomizéru VE2

Vysokotlaký ekonomizér VE2 je počítán v podstatě stejně jako VE3, stejně je to i se součinitelem přestupu tepla ze strany chladicího média, který se zde předpokládá také vysoký a lze jej proto také zanedbat.

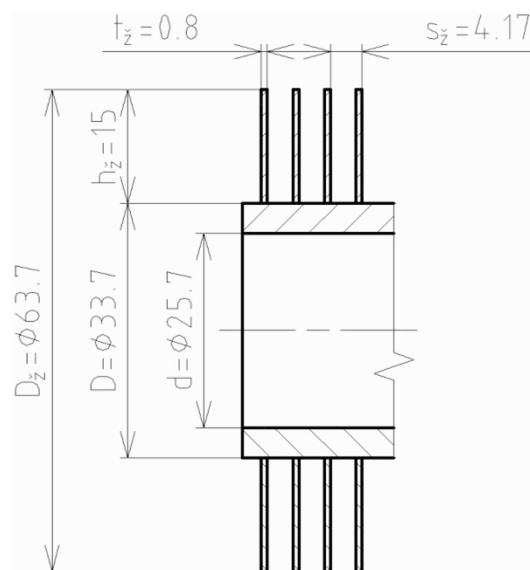
4.7.1 Návrh rozměrů trubek a žeber VE2

Rozměry žebrovaných trubek jsou uvedeny v tab. 4-10 a zakótovány na obr. 4-11.

Tab. 4-10 Rozměry žebrovaných trubek VE2

| Rozměr trubek | Označení | Hodnota |
|-----------------------|----------|---------|
| Vnější průměr | D | 33,7 mm |
| Tloušťka stěny | t | 4 mm |
| Vnitřní průměr | d | 25,7 mm |
| Výška žeber | h_z | 15 mm |
| Tloušťka žeber | t_z | 0,8 mm |
| Počet žeber na metr | n_z | 240 1/m |
| Rozteč mezi žebry | s_z | 4,17 mm |
| Vnější průměr s žebry | D_z | 63,7 mm |

Obr. 4-11 Rozměry žebrovaných trubek VE2



4.7.2 Počet trubek v jedné podélné řadě VE2

Vypočítá se dle vzorce (3–4), následně je volen $n_{TR} = 56$.

Rozteče ve spalínovém kanálu

Pro výpočet příčné rozteče s_1 je třeba zvolit mezitrubkovou vzdálenost v rozmezí 5-15 mm, konkrétně pro VE2 $a = 5$ mm. Příčná rozteč se poté vypočítá:

$$s_1 = D_z + a = 63,7 + 5 = 68,7 \text{ mm.}$$

Podélná rozteč je navrhována $s_2 = 92$ mm.

Počet trubek v jedné podélné řadě

$$n_{TR} = \frac{\xi}{s_1} - \frac{1}{2} = \frac{3,9}{0,0687} - \frac{1}{2} = 56,27$$

Volí se počet trubek v jedné podélné řadě $n_{TR} = 56$.

Rychlost proudění vody

Pro určení rychlosti proudění vody v potrubí je třeba určit střední hodnotu měrného objemu páry ve VE3 pomocí programu XSTEAM ze střední hodnoty teploty a tlaku vody.

$$t_{7-8} = \frac{t_7 + t_8}{2} = \frac{210 + 135}{2} = 172,500 \text{ } ^\circ\text{C}$$

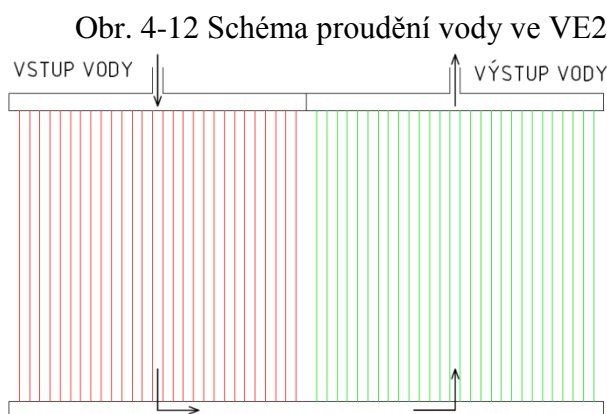
$$p_{7-8} = \frac{p_7 + p_8}{2} = \frac{6,1 + 6,2}{2} = 6,15 \text{ MPa}$$

$$v_{7-8} = f(t_{7-8}, p_{7-8}) = 0,001113 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Rychlost proudění vody v potrubí by se měla pohybovat v rozmezí 0,5-1,5 m/s a vypočítá se dosazením vzorce (3-2) do vzorce (3-1):

$$w_P = \frac{M_P \cdot v_P}{S_P} = \frac{4 \cdot 0,95 \cdot M_{VP} \cdot v_{7-8}}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{TR}} = \frac{4 \cdot 0,95 \cdot 11,14 \cdot 0,001113}{\pi \cdot 0,0257^2 \cdot 56} = 0,406 \text{ m/s.}$$

Rychlost proudění vody je příliš nízká a nevyhovuje danému rozmezí. Proto bude rozváděcí komora rozdělena na dvě části, jak je zobrazeno na obr. 4-12 a voda bude tedy proudit nejprve jednou (červenou) polovinou trubek, projde nerozdělenou komorou a druhou (zelenou) polovinou trubek. Rychlost se tedy zvýší 2krát.



$$w_P = 2 \cdot 0,406 = 0,81 \text{ m/s}$$

Tato rychlost již vyhovuje.

Skutečný objemový průtok spalin

Pro výpočet skutečného objemového průtoku spalin je třeba určit entalpii a teplotu v bodě G pilového diagramu. Entalpie se vypočítá úpravou vzorce (2-3):

$$I_G = I_F - \frac{Q_{VE2}}{M_{SP}(1 - z_S)} = 335,24 - \frac{3466,14}{70,82(1 - 0,003454)} = 286,12 \text{ kJ/m}^3.$$

Teplota se určí interpolací z tab. 2-2:

$$T_G = 200 + (300 - 200) \cdot \frac{(I_F - I_{SP}^{200})}{(I_{SP}^{300} - I_{SP}^{200})} = 200 + 100 \cdot \frac{(286,12 - 267,12)}{(404,39 - 267,12)} = 213,84 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

Průměrná teplota spalínového proudu:

$$T_{F-G} = \frac{T_F^{SKUT} + T_G}{2} = \frac{249,62 + 213,84}{2} = 231,73 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

Skutečný objemový průtok zohledňuje i teplotu spalin:

$$M_{SP}^{SKUT} = M_{SP} \cdot \frac{T_{F-G} + 273,15}{273,15} = 70,82 \cdot \frac{231,73 + 273,15}{273,15} = 130,901 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Rychlost proudění spalin

Skutečný průřez spalinového kanálu – dle vzorce (3–5):

$$S_{KAN} = l \cdot (\check{s} - n_{TR} \cdot (D + 2 \cdot h_{\check{z}} \cdot t_{\check{z}} \cdot n_{\check{z}}))$$

$$S_{KAN} = 11,7 \cdot (3,9 - 56 \cdot (0,0337 + 2 \cdot 0,015 \cdot 0,0008 \cdot 240)) = 19,776 \text{ m}^2.$$

Skutečná rychlost spalin – dle vzorce (3–3):

$$w_{SP} = \frac{M_{SP}^{SKUT}}{S_{KAN}} = \frac{130,901}{19,776} = 6,62 \text{ m/s}.$$

4.7.3 Součinitel přestupu tepla ze strany spalin VE2

Je určen ze vzorce (4–1), výsledkem je $\alpha_{1r} = 24,954 \text{ W/m}^2/\text{K}$.

Součinitel přestupu tepla konvekci

Součinitel zohledňující počet podélných řad c_Z je volen na základě konzultací pro ekonomizéry $c_Z = 0,95$. Lze jej taktéž určit z diagramu v literatuře [1] na straně 116.

Parametr určující uspořádání trubek ve svazku φ_σ – vzorec (4–5):

$$\varphi_\sigma = \frac{s_1 - D}{\sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2 + s_2^2} - D} = \frac{68,7 - 33,7}{\sqrt{\left(\frac{68,7}{2}\right)^2 + 92^2} - 33,7} = 0,54261$$

Součinitel tepelné vodivosti spalin λ_{SP} a součinitel kinematické viskozity spalin ν_{SP} je určen interpolací z tabulek v literatuře [1] na straně 24 pro průměrnou teplotu spalinového proudu $T_{F-G} = 231,73 \text{ °C}$ a pro zadaný objemový podíl H_2O $x_{\text{H}_2\text{O}} = 7,58 \text{ %}$:

$$\lambda_{SP} = 0,04181 \text{ W/m/K}$$

$$\nu_{SP} = 3,65 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

Součinitel přestupu tepla konvekci α_K - vzorec (4–4):

$$\alpha_K = 0,23 \cdot c_Z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{SP}}{s_{\check{z}}} \cdot \left(\frac{D}{s_{\check{z}}}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_{\check{z}}}{s_{\check{z}}}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{SP} \cdot s_{\check{z}}}{\nu_{SP}}\right)^{0,65}$$

$$\alpha_K = 0,23 \cdot 0,95 \cdot 0,54261^{0,2} \cdot \frac{0,04181}{0,00417} \left(\frac{0,0337}{0,00417}\right)^{-0,54} \left(\frac{0,015}{0,00417}\right)^{-0,14} \left(\frac{6,62 \cdot 0,00417}{3,65 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65}$$

$$\alpha_K = 38,98 \text{ W/m}^2/\text{K}$$

Součinitel efektivnosti žeber

Součinitel β – vzorec (4–3):

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_K}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 38,97}{0,0008 \cdot 40 \cdot (1 + 0,0045 \cdot 0,85 \cdot 38,97)}} = 42,451$$

Součin $\beta \cdot h_z$:

$$\beta \cdot h_z = 42,451 \cdot 0,015 = 0,637$$

Poměr $\frac{D_z}{D}$:

$$\frac{D_z}{D} = \frac{63,7}{33,7} = 1,89$$

Z nomogramu lze nyní určit $E = 0,855$.

Součinitel přestupu tepla ze strany spalín

Podíl výhřevných ploch žeber a celkové plochy ze strany spalín $\frac{S_z}{S}$ – vzorec (4–2):

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{63,7}{33,7}\right)^2 - 1}{\left(\frac{63,7}{33,7}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{4,17}{33,7} - \frac{0,8}{33,7}\right)} = 0,927 \ 94$$

Podíl plochy části trubky bez žeber a celkové plochy ze strany spalín $\frac{S_h}{S}$ – vzorec (4–6):

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,92794 = 0,072 \ 06$$

Součinitel přestupu tepla ze strany spalín α_{1r} :

$$\alpha_{1r} = \left[\frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right] \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K}$$

$$\alpha_{1r} = [0,92794 \cdot 0,855 \cdot 1 + 0,07206] \cdot \frac{0,85 \cdot 38,97}{1 + 0,0045 \cdot 0,85 \cdot 38,97} = 24,954 \text{ W/m}^2/\text{K}$$

4.7.4 Součinitel prostupu tepla VE2

U ekonomizéru vychází součinitel přestupu tepla ze strany vody vysoký, proto tedy zlomek ze vzorce (4–11) $\frac{1}{\alpha_{2r}} = 0$, potom součinitel prostupu tepla $k = \alpha_{1r} = 24,954 \text{ W/m}^2/\text{K}$.

Metrové plochy

Nejprve se vypočítá povrch jednoho žebra $S_{1ž}$ – vzorec (4–8):

$$S_{1ž} = \frac{2 \cdot \pi \cdot (D_z^2 - D^2)}{4} + \pi \cdot D_z \cdot t_z = \frac{2 \cdot \pi \cdot (0,0637^2 - 0,0337^2)}{4} + \pi \cdot 0,0637 \cdot 0,0008$$

$$S_{1ž} = 0,00475 \text{ m}^2$$

Vnější metrová plocha potrubí S_{1m} – vzorec (4–9):

$$S_{1m} = \pi \cdot D \cdot (1 - n_z \cdot t_z) + n_z \cdot S_{1ž} = \pi \cdot 0,0337 \cdot (1 - 240 \cdot 0,0008) + 240 \cdot 0,00475$$

$$S_{1m} = 1,22554 \text{ m}^2$$

Vnitřní metrová plocha potrubí S_{2m} – vzorec (4–10):

$$S_{2m} = \pi \cdot d = \pi \cdot 0,0257 = 0,08074 \text{ m}^2$$

4.7.5 Počet podélných řad VE2

Vypočítá se ze vzorce (4–14), potom se zvolí $n_{RAD} = 3$.

Logaritmický teplotní spád

Rozdíly teplot pro výpočet logaritmického teplotního spádu:

$$\Delta t_1 = T_F^{SKUT} - t_7 = 249,62 - 210 = 39,62 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = T_G - t_8 = 213,84 - 135 = 78,84 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Logaritmický teplotní spád Δt_{LN} se vypočítá ze vzorce (4–12):

$$\Delta t_{LN} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{39,62 - 78,84}{\ln\left(\frac{39,62}{78,84}\right)} = 57,00 \text{ K}$$

Vnější teplosměnná plocha

Určí se ze vzorce (4–13), jako předané teplo v dané teplosměnné ploše bude použito vypočítané teplo předané páře ve vysokotlakém ekonomizéru VE2, a sice Q_{VE2} .

$$S_{SP} = \frac{Q_{VE2}}{k \cdot \Delta t_{LN}} = \frac{3466140}{24,954 \cdot 57} = 2436,89 \text{ m}^2$$

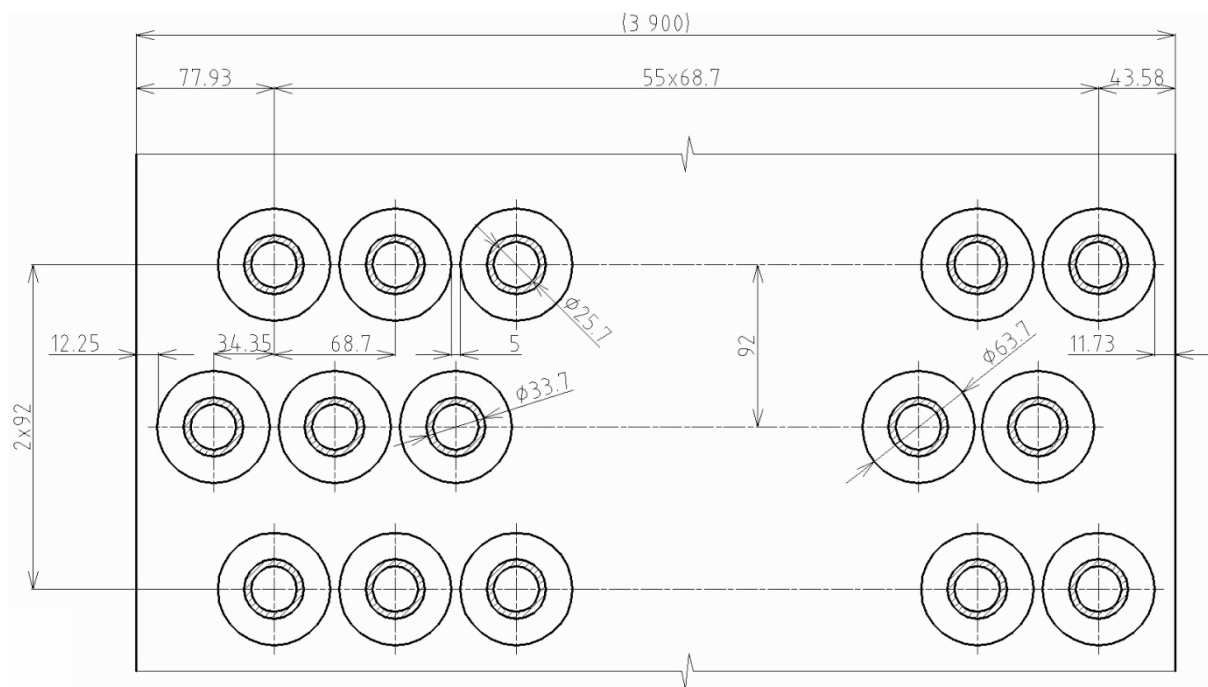
Celkový počet podélných řad

$$n_{RAD} = \frac{S_{SP}}{l \cdot S_{1m} \cdot n_{TR}} = \frac{2436,89}{11,7 \cdot 1,22554 \cdot 56} = 3,035$$

Je třeba zvolit celé číslo, počet podélných řad je tedy $n_{RAD} = 3$.

4.7.6 Rozložení trubek ve VE2

Obr. 4-13 Schéma rozložení trubek ve VE2



4.7.7 Skutečné předané teplo ve VE2

Teplo se určí dosazením do vzorce (4-13), výsledek je $Q_{VE2}^{SKUT} = 3\,071,15 \text{ kW}$.

Skutečná vnější teplosměnná plocha

Vypočítá se upravením a dosazením do vzorce (4-14):

$$S_{SP} = n_{RAD} \cdot n_{TR} \cdot l \cdot S_{1m} = 3 \cdot 56 \cdot 11,7 \cdot 1,22554 = 2\,408,91 \text{ m}^2$$

Skutečné teplo předané páře ve vysokotlakém ekonomizéru VE2

$$Q_{VE2}^{SKUT} = k \cdot S_{SP} \cdot \Delta t_{LN} = 24,954 \cdot 2408,91 \cdot 57 = 3\,426,35 \text{ kW}$$

Kontrola skutečného předaného tepla

Vypočte se poměrný rozdíl tepel v absolutní hodnotě, který se kontroluje, zda nepřekročil hodnotu 5 %:

$$\Delta Q = \left| \frac{Q_{VE2}^{SKUT} - Q_{VE2}}{Q_{VE2}^{SKUT}} \right| = \left| \frac{3426,35 - 3466,14}{3426,35} \right| = 1,161 \%$$

Vypočítaná hodnota je menší než 5 %, zvolený počet podélných řad tedy vyhovuje.

4.7.8 Skutečná teplota spalin v bodě G pilového diagramu

Skutečnou teplotu spalin lze určit interpolací z *tab. 2-2*; výsledkem je $T_G^{SKUT} = 214,26\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Skutečná entalpie spalin v bodě G pilového diagramu

Je počítána úpravou vzorce (2-3):

$$I_G = I_F - \frac{Q_{VE3}^{SKUT}}{M_{SP}(1 - z_S)} = 335,24 - \frac{3426,35}{70,82(1 - 0,003454)} = 286,69\text{ kJ/m}^3$$

Skutečná teplota spalin v bodě G pilového diagramu

$$T_G^{SKUT} = 200 + (300 - 200) \frac{(I_G - I_{SP}^{200})}{(I_{SP}^{300} - I_{SP}^{200})} = 200 + 100 \cdot \frac{(286,69 - 267,12)}{(404,39 - 267,12)} = 214,26\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Kontrola skutečné teploty

Určí se rozdíl skutečné a vypočtené hodnoty v absolutní hodnotě a zkontroluje se, jestli není větší než $3\text{ }^{\circ}\text{C}$.

$$\Delta T = |T_G^{SKUT} - T_G| = |214,26 - 213,84| = 0,42\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Vypočítaná hodnota je menší než $3\text{ }^{\circ}\text{C}$, zvolený počet podélných řad tedy vyhovuje.

4.7.9 Přehled vypočtených hodnot VE2

Tab. 4-11 Přehled vypočtených hodnot VE2

| Vypočtené veličiny | Označení | Hodnota |
|------------------------------|------------------|----------------------------|
| Počet trubek v jedné řadě | n_{TR} | 56 [-] |
| Rychlost proudění vody | w_P | 0,81 m/s |
| Skutečný objemový tok spalin | M_{SP}^{SKUT} | 130,901 m ³ /s |
| Rychlost proudění spalin | w_{SP} | 6,62 m/s |
| Součinitel prostupu tepla | k | 24,954 W/m ² /K |
| Logaritmický teplotní spád | Δt_{LN} | 57,00 K |
| Počet podélných řad | n_{RAD} | 3 [-] |
| Skutečná vnější plocha | S_{SP} | 2 408,91 m ² |
| Skutečné předané teplo | Q_{VE2}^{SKUT} | 3 426,35 kW |
| Skutečná teplota bodu G | T_G^{SKUT} | 214,26 °C |

4.8 Návrh výpočtu nízkotlakého výparníku NV

Postupuje se obdobně jako v případě vysokotlakého výparníku.

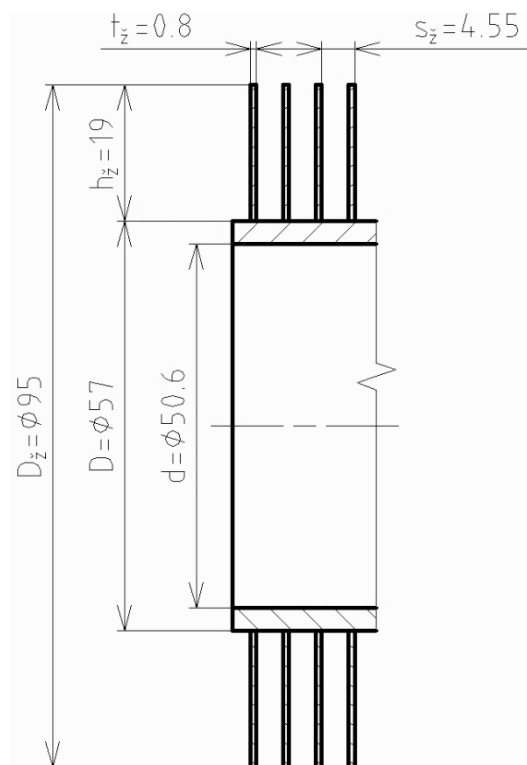
4.8.1 Návrh rozměrů trubek a žeber NV

Rozměry žebrovaných trubek jsou uvedeny v tab. 4-12 a zakótovány na obr. 4-14.

Tab. 4-12 Rozměry žebrovaných trubek VV

| Rozměr trubek | Označení | Hodnota |
|-----------------------|----------|---------|
| Vnější průměr | D | 57 mm |
| Tloušťka stěny | t | 3,2 mm |
| Vnitřní průměr | d | 50,6 mm |
| Výška žeber | h_z | 19 mm |
| Tloušťka žeber | t_z | 0,8 mm |
| Počet žeber na metr | n_z | 220 1/m |
| Rozteč mezi žebry | s_z | 4,55 mm |
| Vnější průměr s žebry | D_z | 95 mm |

Obr. 4-14 Rozměry žebrovaných trubek VV



4.8.2 Počet trubek v jedné podélné řadě NV

Vypočítá se dle vzorce (3-4), následně je volen $n_{TR} = 38$.

Rozteče ve spalinovém kanálu

Pro výpočet příčné rozteče s_1 je třeba zvolit mezitrubkovou vzdálenost v rozmezí 5-15 mm, konkrétně pro NV $a = 6$ mm. Příčná rozteč se poté vypočítá:

$$s_1 = D_z + a = 95 + 6 = 101 \text{ mm.}$$

Podélná rozteč je navrhována $s_2 = 117$ mm.

Počet trubek v jedné podélné řadě

$$n_{TR} = \frac{\xi}{s_1} - \frac{1}{2} = \frac{3,9}{0,101} - \frac{1}{2} = 38,11$$

Volí se počet trubek v jedné podélné řadě $n_{TR} = 38$.

Skutečný objemový průtok spalín

Pro výpočet skutečného objemového průtoku spalín je třeba určit entalpii a teplotu v bodě H pilového diagramu. Entalpie se vypočítá úpravou vzorce (2-3):

$$I_H = I_G - \frac{Q_{NV}}{M_{SP}(1 - z_S)} = 286,69 - \frac{4341,02}{70,82(1 - 0,003\,454)} = 225,18 \text{ kJ/m}^3.$$

Teplota se určí interpolací z tab. 2-2:

$$T_H = 100 + (200 - 100) \cdot \frac{(I_D - I_{SP}^{100})}{(I_{SP}^{200} - I_{SP}^{100})} = 100 + 100 \cdot \frac{(225,18 - 132,90)}{(267,12 - 132,90)} = 168,75 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Průměrná teplota spalínového proudu:

$$T_{G-H} = \frac{T_G^{SKUT} + T_H}{2} = \frac{214,26 + 168,75}{2} = 191,50 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Skutečný objemový průtok zohledňuje i teplotu spalín:

$$M_{SP}^{SKUT} = M_{SP} \cdot \frac{T_{G-H} + 273,15}{273,15} = 70,82 \cdot \frac{191,50 + 273,15}{273,15} = 120,471 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Rychlost proudění spalín

Skutečný průřez spalínového kanálu – dle vzorce (3-5):

$$S_{KAN} = l \cdot (\check{s} - n_{TR} \cdot (D + 2 \cdot h_{\check{z}} \cdot t_{\check{z}} \cdot n_{\check{z}}))$$

$$S_{KAN} = 11,7 \cdot (3,9 - 38 \cdot (0,057 + 2 \cdot 0,019 \cdot 0,0008 \cdot 220)) = 17,314 \text{ m}^2.$$

Skutečná rychlost spalín – dle vzorce (3-3):

$$w_{SP} = \frac{M_{SP}^{SKUT}}{S_{KAN}} = \frac{120,471}{17,314} = 6,96 \text{ m/s}.$$

4.8.3 Součinitel přestupu tepla ze strany spalín NV

Je určen ze vzorce (4-1), výsledkem je $\alpha_{1r} = 20,856 \text{ W/m}^2/\text{K}$.

Součinitel přestupu tepla konvekcí

Součinitel zohledňující počet podélných řad c_Z je volen na základě konzultací pro výparníky $c_Z = 1$. Lze jej taktéž určit z diagramu v literatuře [1] na straně 116.

Parametr určující uspořádání trubek ve svazku φ_σ – vzorec (4-5):

$$\varphi_\sigma = \frac{s_1 - D}{\sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2 + s_2^2} - D} = \frac{101 - 57}{\sqrt{\left(\frac{101}{2}\right)^2 + 117^2} - 57} = 0,624\,70$$

Součinitel tepelné vodivosti spalin λ_{SP} a součinitel kinematické viskozity spalin ν_{SP} je určen interpolací z tabulek v literatuře [1] na straně 24 pro průměrnou teplotu spalinového proudu $T_{G-H} = 191,50^\circ\text{C}$ a pro zadaný objemový podíl H_2O $x_{\text{H}_2\text{O}} = 7,58\%$:

$$\lambda_{SP} = 0,038\,55\, \text{W/m/K}$$

$$\nu_{SP} = 3,14 \cdot 10^{-5}\, \text{m}^2/\text{s}$$

Součinitel přestupu tepla konvekci α_K - vzorec (4-4):

$$\alpha_K = 0,23 \cdot c_Z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{SP}}{S_Z} \cdot \left(\frac{D}{S_Z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_Z}{S_Z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{SP} \cdot S_Z}{\nu_{SP}}\right)^{0,65}$$

$$\alpha_K = 0,23 \cdot 1 \cdot 0,6247^{0,2} \cdot \frac{0,03855}{0,00455} \left(\frac{0,057}{0,00455}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,019}{0,00455}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{6,96 \cdot 0,00455}{3,14 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65}$$

$$\alpha_K = 33,22\, \text{W/m}^2/\text{K}$$

Součinitel efektivnosti žeber

Součinitel β – vzorec (4-3):

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_Z \cdot \alpha_K}{t_Z \cdot \lambda_Z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_Z \cdot \alpha_K)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 33,22}{0,0008 \cdot 40 \cdot (1 + 0,0045 \cdot 0,85 \cdot 33,22)}} = 39,572$$

Součin $\beta \cdot h_Z$:

$$\beta \cdot h_Z = 39,572 \cdot 0,019 = 0,752$$

Poměr $\frac{D_Z}{D}$:

$$\frac{D_Z}{D} = \frac{95}{57} = 1,67$$

Z nomogramu lze nyní určit $E = 0,82$.

Součinitel přestupu tepla ze strany spalin

Podíl výhřevných ploch žeber a celkové plochy ze strany spalin $\frac{S_Z}{S}$ – vzorec (4-2):

$$\frac{S_Z}{S} = \frac{\left(\frac{D_Z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_Z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_Z}{D} - \frac{t_Z}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{95}{57}\right)^2 - 1}{\left(\frac{95}{57}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{4,55}{57} - \frac{0,8}{57}\right)} = 0,931\,17$$

Podíl plochy části trubky bez žeber a celkové plochy ze strany spalin $\frac{S_h}{S}$ – vzorec (4-6):

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_Z}{S} = 1 - 0,93117 = 0,068\,83$$

Součinitel přestupu tepla ze strany spalín α_{1r} :

$$\alpha_{1r} = \left[\frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right] \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K}$$

$$\alpha_{1r} = [0,93117 \cdot 0,82 \cdot 1 + 0,06883] \cdot \frac{0,85 \cdot 33,22}{1 + 0,0045 \cdot 0,85 \cdot 33,22} = 20,856 \text{ W/m}^2/\text{K}$$

4.8.4 Součinitel prostupu tepla NV

U výparníku vychází součinitel přestupu tepla ze strany chladicího média velmi vysoký, proto je tedy zlomek ze vzorce (4-11) $\frac{1}{\alpha_{2r}} = 0$. Potom součinitel prostupu tepla se vypočítá jako $k = \alpha_{1r} = 20,856 \text{ W/m}^2/\text{K}$.

Metrové plochy

Nejprve se vypočítá povrch jednoho žebra S_{1z} – vzorec (4-8):

$$S_{1z} = \frac{2 \cdot \pi \cdot (D_z^2 - D^2)}{4} + \pi \cdot D_z \cdot t_z = \frac{2 \cdot \pi \cdot (0,095^2 - 0,057^2)}{4} + \pi \cdot 0,095 \cdot 0,0008$$

$$S_{1z} = 0,009 \text{ 31 m}^2$$

Vnější metrová plocha potrubí S_{1m} – vzorec (4-9):

$$S_{1m} = \pi \cdot D \cdot (1 - n_z \cdot t_z) + n_z \cdot S_{1z} = \pi \cdot 0,057 \cdot (1 - 220 \cdot 0,0008) + 220 \cdot 0,00931$$

$$S_{1m} = 2,196 \text{ 12 m}^2$$

Vnitřní metrová plocha potrubí S_{2m} – vzorec (4-10):

$$S_{2m} = \pi \cdot d = \pi \cdot 0,0506 = 0,158 \text{ 97 m}^2$$

4.8.5 Počet podélných řad NV

Vypočítá se ze vzorce (4-14), potom se zvolí $n_{\text{řAD}} = 8$.

Logaritmický teplotní spád

Rozdíly teplot pro výpočet logaritmického teplotního spádu:

$$\Delta t_1 = T_G^{\text{SKUT}} - t_{12} = 214,26 - 158,83 = 55,43 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = T_H - t_{13} = 168,75 - 158,83 = 9,92 \text{ }^\circ\text{C}$$

Logaritmický teplotní spád Δt_{LN} se vypočítá ze vzorce (4-12):

$$\Delta t_{LN} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{55,43 - 9,92}{\ln\left(\frac{55,43}{9,92}\right)} = 26,45 \text{ K}$$

Vnější teplosměnná plocha

Určí se ze vzorce (4-13), jako předané teplo v dané teplosměnné ploše bude použito vypočítané teplo předané páře v nízkotlakém výparníku, a sice Q_{NV} .

$$S_{SP} = \frac{Q_{NV}}{k \cdot \Delta t_{LN}} = \frac{4341020}{20,856 \cdot 26,45} = 7\,869,55 \text{ m}^2$$

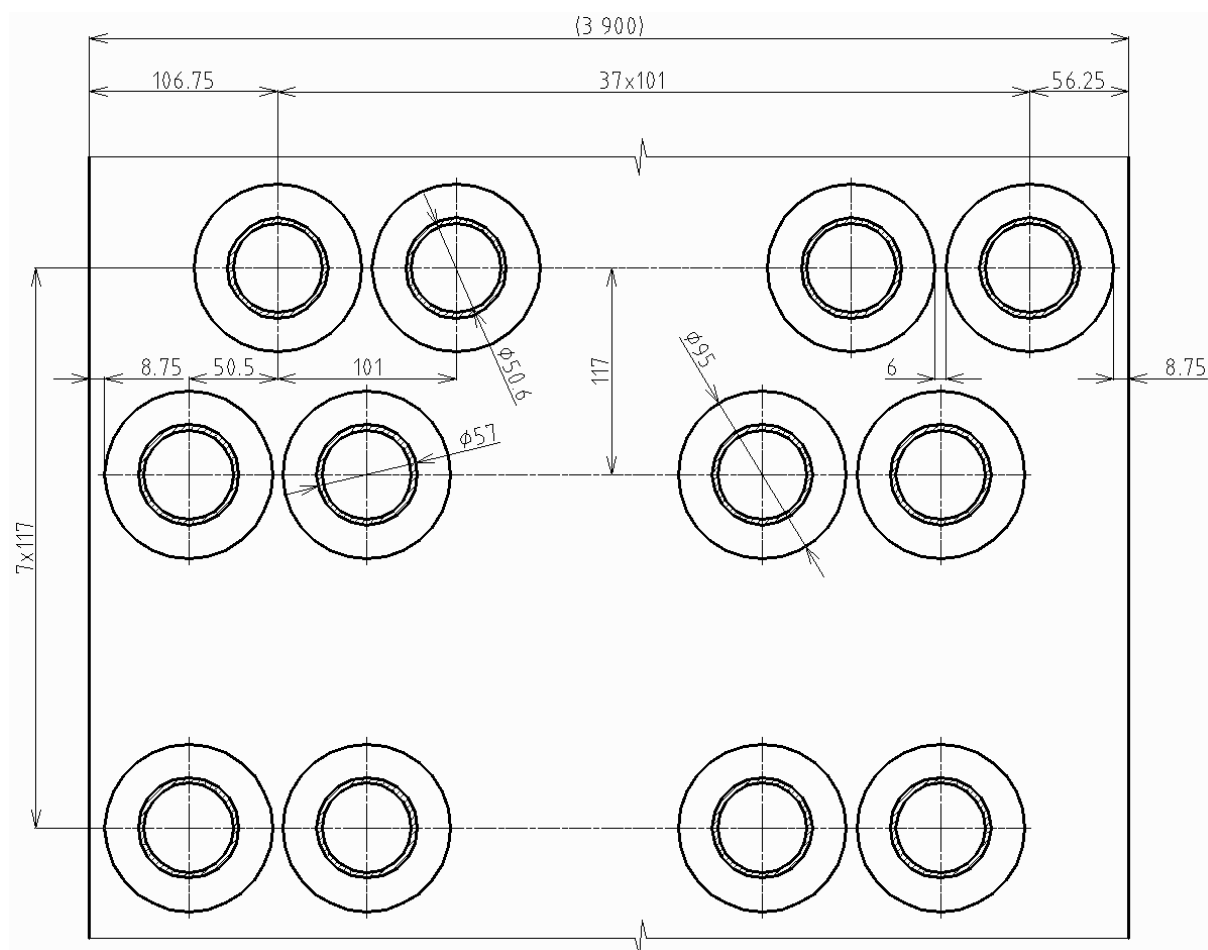
Celkový počet podélných řad

$$n_{RAD} = \frac{S_{SP}}{l \cdot S_{1m} \cdot n_{TR}} = \frac{7869,55}{11,7 \cdot 2,19612 \cdot 38} = 8,060$$

Je třeba zvolit celé číslo, počet podélných řad je tedy $n_{RAD} = 8$.

4.8.6 Rozložení trubek v NV

Obr. 4-15 Schéma rozložení trubek v NV



4.8.7 Skutečné předané teplo v NV

Teplo se určí dosazením do vzorce (4-13), výsledek je $Q_{NV}^{SKUT} = 4\,991,83 \text{ kW}$.

Skutečná vnější teplosměnná plocha

Vypočítá se upravením a dosazením do vzorce (4-14):

$$S_{SP} = n_{RAD} \cdot n_{TR} \cdot l \cdot S_{1m} = 8 \cdot 38 \cdot 11,7 \cdot 2,19612 = 7\,811,17 \text{ m}^2$$

Skutečné teplo předané páře v nízkotlakém výparníku

$$Q_{NV}^{SKUT} = k \cdot S_{SP} \cdot \Delta t_{LN} = 20,856 \cdot 7811,17 \cdot 26,45 = 4\,308,82 \text{ kW}$$

Kontrola skutečného předaného tepla

Vypočte se poměrný rozdíl tepel v absolutní hodnotě, který se kontroluje, zda nepřekročil hodnotu 5 %:

$$\Delta Q = \left| \frac{Q_{NV}^{SKUT} - Q_{NV}}{Q_{NV}^{SKUT}} \right| = \left| \frac{4308,82 - 4341,02}{4308,82} \right| = 0,747 \%$$

Vypočítaná hodnota je menší než 5 %, zvolený počet podélných řad tedy vyhovuje.

4.8.8 Skutečná teplota spalin v bodě H pilového diagramu

Skutečnou teplotu spalin lze určit interpolací z tab. 2-2, výsledkem je $T_H^{SKUT} = 169,09 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Skutečná entalpie spalin v bodě H pilového diagramu

Je počítána úpravou vzorce (2-3):

$$I_H = I_G - \frac{Q_{NV}^{SKUT}}{M_{SP}(1 - z_S)} = 286,69 - \frac{4308,82}{70,82(1 - 0,003\,454)} = 225,63 \text{ kJ/m}^3$$

Skutečná teplota spalin v bodě H pilového diagramu

$$T_H^{SKUT} = 100 + (200 - 100) \frac{(I_H - I_{SP}^{100})}{(I_{SP}^{200} - I_{SP}^{100})} = 100 + 100 \cdot \frac{(225,63 - 132,90)}{(267,12 - 132,90)} = 169,09 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Kontrola skutečné teploty

Určí se rozdíl skutečné a vypočtené hodnoty v absolutní hodnotě a zkontroluje se, jestli není větší než 3 $^{\circ}\text{C}$.

$$\Delta T = |T_H^{SKUT} - T_H| = |169,09 - 168,75| = 0,34 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Vypočítaná hodnota je menší než 3 $^{\circ}\text{C}$, zvolený počet podélných řad tedy vyhovuje.

4.8.9 Přehled vypočtených hodnot NV

Tab. 4-13 Přehled vypočtených hodnot NV

| Vypočtené veličiny | Označení | Hodnota |
|------------------------------|-----------------|----------------------------|
| Počet trubek v jedné řadě | n_{TR} | 38 [-] |
| Skutečný objemový tok spalin | M_{SP}^{SKUT} | 120,471 m ³ /s |
| Rychlost proudění spalin | w_{SP} | 6,96 m/s |
| Součinitel prostupu tepla | k | 20,856 W/m ² /K |
| Logaritmický teplotní spád | Δt_{LN} | 26,45 K |
| Počet podélných řad | n_{RAD} | 8 [-] |
| Skutečná vnější plocha | S_{SP} | 7 811,17 m ² |
| Skutečné předané teplo | Q_{NV}^{SKUT} | 4 308,82 kW |
| Skutečná teplota bodu H | T_H^{SKUT} | 169,09 °C |

4.9 Návrh výpočtu nízkotlakého ekonomizéru NE

Nízkotlaký ekonomizér NE je počítán v podstatě stejně jako vysokotlaké ekonomizéry, stejně je to i se součinitelem přestupu tepla ze strany chladicího média, který se zde předpokládá také vysoký a lze jej proto také zanedbat.

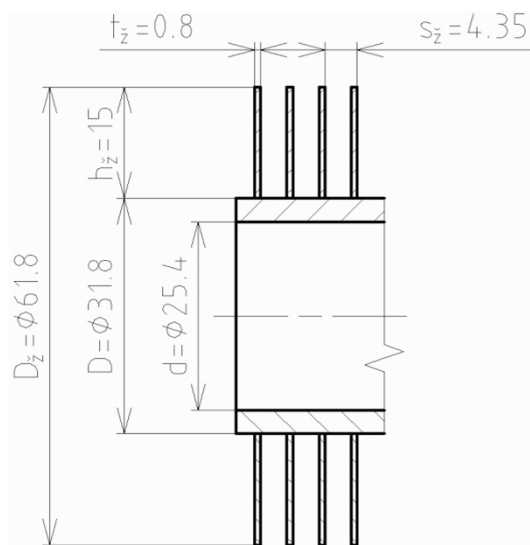
4.9.1 Návrh rozměrů trubek a žeber NE

Rozměry žebrovaných trubek jsou uvedeny v tab. 4-14 a zakótovány na obr. 4-16.

Tab. 4-14 Rozměry žebrovaných trubek NE

| Rozměr trubek | Označení | Hodnota |
|-----------------------|----------|---------|
| Vnější průměr | D | 31,8 mm |
| Tloušťka stěny | t | 3,2 mm |
| Vnitřní průměr | d | 25,4 mm |
| Výška žeber | h_z | 15 mm |
| Tloušťka žeber | t_z | 0,8 mm |
| Počet žeber na metr | n_z | 230 1/m |
| Rozteč mezi žebry | s_z | 4,35 mm |
| Vnější průměr s žebry | D_z | 61,8 mm |

Obr. 4-16 Rozměry žebrovaných trubek NE



4.9.2 Počet trubek v jedné podélné řadě NE

Vypočítá se dle vzorce (3–4), následně je volen $n_{TR} = 56$.

Rozteče ve spalinovém kanálu

Pro výpočet příčné rozteče s_1 je třeba zvolit mezitrubkovou vzdálenost v rozmezí 5-15 mm, konkrétně pro NE $a = 7 \text{ mm}$. Příčná rozteč se poté vypočítá:

$$s_1 = D_{\bar{z}} + a = 61,8 + 7 = 68,8 \text{ mm}.$$

Podélná rozteč je navrhována $s_2 = 92 \text{ mm}$.

Počet trubek v jedné podélné řadě

$$n_{TR} = \frac{\bar{s}}{s_1} - \frac{1}{2} = \frac{3,9}{0,0688} - \frac{1}{2} = 56,19$$

Volí se počet trubek v jedné podélné řadě $n_{TR} = 56$.

Skutečný objemový průtok spalin

Pro výpočet skutečného objemového průtoku spalin je třeba určit entalpii a teplotu v bodě I pilového diagramu. Entalpie se vypočítá úpravou vzorce (2–3):

$$I_I = I_H - \frac{Q_{NE}}{M_{SP}(1 - z_S)} = 225,63 - \frac{774,99}{70,82(1 - 0,003454)} = 214,65 \text{ kJ/m}^3.$$

Teplota se určí interpolací z tab. 2-2:

$$T_I = 100 + (200 - 100) \cdot \frac{(I_I - I_{SP}^{100})}{(I_{SP}^{200} - I_{SP}^{100})} = 100 + 100 \cdot \frac{(214,65 - 132,90)}{(267,12 - 132,90)} = 160,91 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Průměrná teplota spalínového proudu:

$$T_{H-I} = \frac{T_H^{SKUT} + T_I}{2} = \frac{169,09 + 160,91}{2} = 165,00 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Skutečný objemový průtok zohledňuje i teplotu spalin:

$$M_{SP}^{SKUT} = M_{SP} \cdot \frac{T_{H-I} + 273,15}{273,15} = 70,82 \cdot \frac{165 + 273,15}{273,15} = 113,600 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Rychlost proudění spalin

Skutečný průřez spalínového kanálu – dle vzorce (3–5):

$$S_{KAN} = l \cdot (\bar{s} - n_{TR} \cdot (D + 2 \cdot h_{\bar{z}} \cdot t_{\bar{z}} \cdot n_{\bar{z}}))$$

$$S_{KAN} = 11,7 \cdot (3,9 - 56 \cdot (0,0318 + 2 \cdot 0,015 \cdot 0,0008 \cdot 230)) = 21,178 \text{ m}^2.$$

Skutečná rychlost spalin – dle vzorce (3–3):

$$w_{SP} = \frac{M_{SP}^{SKUT}}{S_{KAN}} = \frac{113,6}{21,178} = 5,36 \text{ m/s}.$$

Rychlost proudění vody

Pro určení rychlosti proudění vody v potrubí je třeba určit střední hodnotu měrného objemu páry v NE pomocí programu XSTEAM ze střední hodnoty teploty a tlaku vody.

$$t_{14-15} = \frac{t_{14} + t_{15}}{2} = \frac{153,83 + 65}{2} = 109,415 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$p_{14-15} = \frac{p_{14} + p_{15}}{2} = \frac{0,6 + 0,7}{2} = 0,65 \text{ MPa}$$

$$v_{14-15} = f(t_{14-15}, p_{14-15}) = 0,001\,051 \text{ m}^3/\text{kg}$$

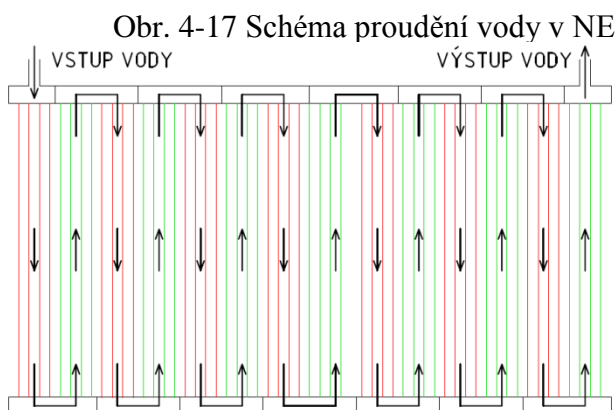
Rychlost proudění vody v potrubí by se měla pohybovat v rozmezí 0,5-1,5 m/s a vypočítá se dosazením vzorce (3-2) do vzorce (3-1):

$$w_P = \frac{M_P \cdot v_P}{S_P} = \frac{4 \cdot M_{NP} \cdot v_{14-15}}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{TR}} = \frac{4 \cdot 2,06 \cdot 0,001051}{\pi \cdot 0,0254^2 \cdot 56} = 0,0763 \text{ m/s}$$

Rychlost proudění vody je příliš nízká a nevyhovuje danému rozmezí. Proto bude rozváděcí komora rozdělena na 14 částí a rychlost se tedy zvýší 14krát.

$$w_P = 14 \cdot 0,0763 = 1,07 \text{ m/s}$$

Tato rychlost již vyhovuje.

**4.9.3 Součinitel přestupu tepla ze strany spalin NE**

Je určen ze vzorce (4-1), výsledkem je $\alpha_{1r} = 24,954 \text{ W/m}^2/\text{K}$.

Součinitel přestupu tepla konvekci

Součinitel zohledňující počet podélných řad c_Z je volen na základě konzultací pro ekonomizéry $c_Z = 0,95$. Lze jej taktéž určit z diagramu v literatuře [1] na straně 116.

Parametr určující uspořádání trubek ve svazku φ_σ – vzorec (4-5):

$$\varphi_\sigma = \frac{s_1 - D}{\sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2 + s_2^2 - D}} = \frac{68,8 - 31,8}{\sqrt{\left(\frac{68,8}{2}\right)^2 + 92^2 - 31,8}} = 0,557\,05$$

Součinitel tepelné vodivosti spalin λ_{SP} a součinitel kinematické viskozity spalin ν_{SP} je určen interpolací z tabulek v literatuře [1] na straně 24 pro průměrnou teplotu spalinového proudu $T_{H-I} = 165,00 \text{ } ^\circ\text{C}$ a pro zadaný objemový podíl H_2O $x_{\text{H}_2\text{O}} = 7,58 \text{ } \%$:

$$\lambda_{SP} = 0,036\,33 \text{ W/m/K}$$

$$\nu_{SP} = 2,85 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

Součinitel přestupu tepla konvekci α_K - vzorec (4-4):

$$\alpha_K = 0,23 \cdot c_z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{SP}}{s_z} \cdot \left(\frac{D}{s_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{s_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{SP} \cdot s_z}{v_{SP}}\right)^{0,65}$$

$$\alpha_K = 0,23 \cdot 0,95 \cdot 0,55705^{0,2} \frac{0,03633}{0,00435} \left(\frac{0,0318}{0,00435}\right)^{-0,54} \left(\frac{0,015}{0,00435}\right)^{-0,14} \left(\frac{5,36 \cdot 0,00435}{2,85 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65}$$

$$\alpha_K = 36,48 \text{ W/m}^2/\text{K}$$

Součinitel efektivnosti žeber

Součinitel β - vzorec (4-3):

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_K}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 36,48}{0,0008 \cdot 40 \cdot (1 + 0,0045 \cdot 0,85 \cdot 36,48)}} = 41,240$$

Součin $\beta \cdot h_z$:

$$\beta \cdot h_z = 41,24 \cdot 0,015 = 0,619$$

Poměr $\frac{D_z}{D}$:

$$\frac{D_z}{D} = \frac{61,8}{31,8} = 1,94$$

Z nomogramu lze nyní určit $E = 0,86$.

Součinitel přestupu tepla ze strany spalín

Podíl výhřevných ploch žeber a celkové plochy ze strany spalín $\frac{S_z}{S}$ - vzorec (4-2):

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{s_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{61,8}{31,8}\right)^2 - 1}{\left(\frac{61,8}{31,8}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{4,35}{31,8} - \frac{0,8}{31,8}\right)} = 0,925 \ 62$$

Podíl plochy části trubky bez žeber a celkové plochy ze strany spalín $\frac{S_h}{S}$ - vzorec (4-6):

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,92562 = 0,074 \ 38$$

Součinitel přestupu tepla ze strany spalín α_{1r} :

$$\alpha_{1r} = \left[\frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right] \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K}$$

$$\alpha_{1r} = [0,92562 \cdot 0,86 \cdot 1 + 0,07438] \cdot \frac{0,85 \cdot 36,48}{1 + 0,0045 \cdot 0,85 \cdot 36,48} = 23,685 \text{ W/m}^2/\text{K}$$

4.9.4 Součinitel prostupu tepla NE

U ekonomizéru vychází součinitel přestupu tepla ze strany vody vysoký, proto tedy zlomek ze vzorce (4-11) $\frac{1}{\alpha_{2r}} = 0$, potom součinitel prostupu tepla $k = \alpha_{1r} = 23,685 \text{ W/m}^2/\text{K}$.

Metrové plochy

Nejprve se vypočítá povrch jednoho žebra $S_{1ž}$ – vzorec (4-8):

$$S_{1ž} = \frac{2 \cdot \pi \cdot (D_{ž}^2 - D^2)}{4} + \pi \cdot D_{ž} \cdot t_{ž} = \frac{2 \cdot \pi \cdot (0,0618^2 - 0,0318^2)}{4} + \pi \cdot 0,0618 \cdot 0,0008$$

$$S_{1ž} = 0,00457 \text{ m}^2$$

Vnější metrová plocha potrubí S_{1m} – vzorec (4-9):

$$S_{1m} = \pi \cdot D \cdot (1 - n_{ž} \cdot t_{ž}) + n_{ž} \cdot S_{1ž} = \pi \cdot 0,0318 \cdot (1 - 230 \cdot 0,0008) + 230 \cdot 0,00457$$

$$S_{1m} = 1,13173 \text{ m}^2$$

Vnitřní metrová plocha potrubí S_{2m} – vzorec (4-10):

$$S_{2m} = \pi \cdot d = \pi \cdot 0,0254 = 0,07980 \text{ m}^2$$

4.9.5 Počet podélných řad NE

Vypočítá se ze vzorce (4-14), potom se zvolí $n_{RAD} = 1$.

Logaritmický teplotní spád

Rozdíly teplot pro výpočet logaritmického teplotního spádu:

$$\Delta t_1 = T_H^{SKUT} - t_{14} = 169,09 - 153,83 = 15,26 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = T_1 - t_{15} = 160,91 - 65 = 95,91 \text{ }^\circ\text{C}$$

Logaritmický teplotní spád Δt_{LN} se vypočítá ze vzorce (4-12):

$$\Delta t_{LN} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{15,26 - 95,91}{\ln\left(\frac{15,26}{95,91}\right)} = 43,88 \text{ K}$$

Vnější teplosměnná plocha

Určí se ze vzorce (4-13), jako předané teplo v dané teplosměnné ploše bude použito vypočítané teplo předané páře v nízkotlakém ekonomizéru, a sice Q_{NE} .

$$S_{SP} = \frac{Q_{NE}}{k \cdot \Delta t_{LN}} = \frac{774990}{23,685 \cdot 43,88} = 745,73 \text{ m}^2$$

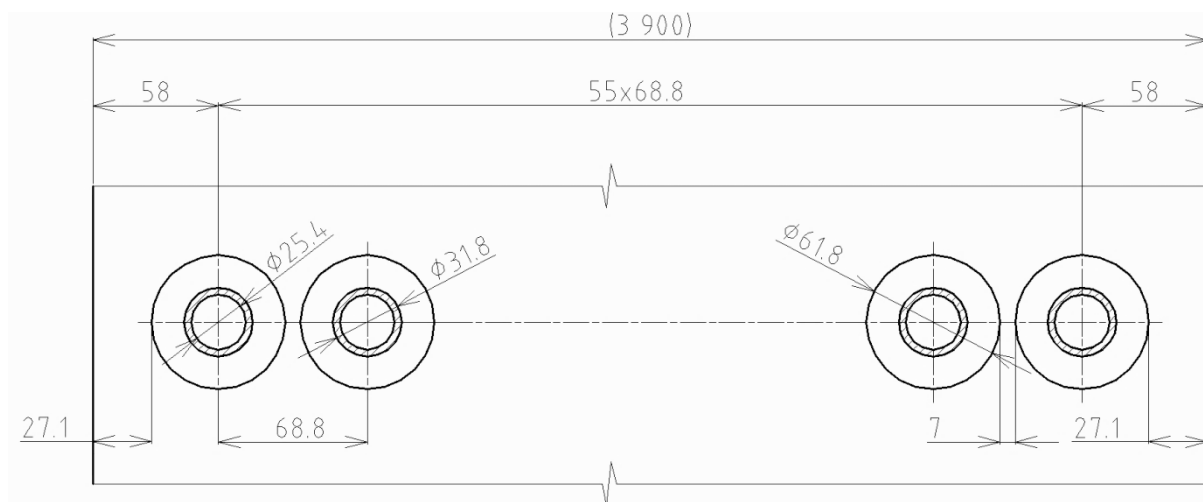
Celkový počet podélných řad

$$n_{\text{řAD}} = \frac{S_{SP}}{l \cdot S_{1m} \cdot n_{TR}} = \frac{745,73}{11,7 \cdot 1,13173 \cdot 56} = 1,006$$

Je třeba zvolit celé číslo, počet podélných řad je tedy $n_{\text{řAD}} = 1$.

4.9.6 Rozložení trubek v NE

Obr. 4-18 Schéma rozložení trubek v NE

***4.9.7 Skutečné předané teplo v NE***

Teplo se určí dosazením do vzorce (4-13), výsledek je $Q_{NE}^{SKUT} = 770,60 \text{ kW}$.

Skutečná vnější teplosměnná plocha

Vypočítá se upravením a dosazením do vzorce (4-14):

$$S_{SP} = n_{\text{řAD}} \cdot n_{TR} \cdot l \cdot S_{1m} = 1 \cdot 56 \cdot 11,7 \cdot 1,13173 = 741,51 \text{ m}^2$$

Skutečné teplo předané páře v nízkotlakém ekonomizéru

$$Q_{NE}^{SKUT} = k \cdot S_{SP} \cdot \Delta t_{LN} = 23,685 \cdot 741,51 \cdot 43,88 = 770,60 \text{ kW}$$

Kontrola skutečného předaného tepla

Vypočte se poměrný rozdíl tepel v absolutní hodnotě, který se kontroluje, zda nepřekročil hodnotu 5 %:

$$\Delta Q = \left| \frac{Q_{NE}^{SKUT} - Q_{NE}}{Q_{NE}^{SKUT}} \right| = \left| \frac{770,6 - 774,99}{770,6} \right| = 0,569 \%$$

Vypočítaná hodnota je menší než 5 %, zvolený počet podélných řad tedy vyhovuje.

4.9.8 Skutečná teplota spalin v bodě I pilového diagramu

Skutečnou teplotu spalin lze určit interpolací z *tab. 2-2*, výsledkem je $T_I^{SKUT} = 160,96\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Skutečná entalpie spalin v bodě I pilového diagramu

Je počítána úpravou vzorce (2–3):

$$I_I = I_H - \frac{Q_{NE}^{SKUT}}{M_{SP}(1 - z_S)} = 225,63 - \frac{770,6}{70,82(1 - 0,003454)} = 214,72\text{ kJ/m}^3$$

Skutečná teplota spalin v bodě I pilového diagramu

$$T_I^{SKUT} = 100 + (200 - 100) \frac{(I_I - I_{SP}^{100})}{(I_{SP}^{200} - I_{SP}^{100})} = 100 + 100 \cdot \frac{(214,72 - 132,9)}{(267,12 - 132,9)} = 160,96\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Kontrola skutečné teploty

Určí se rozdíl skutečné a vypočtené hodnoty v absolutní hodnotě a zkontroluje se, jestli není větší než $3\text{ }^{\circ}\text{C}$.

$$\Delta T = |T_I^{SKUT} - T_I| = |160,96 - 160,91| = 0,05\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Vypočítaná hodnota je menší než $3\text{ }^{\circ}\text{C}$, zvolený počet podélných řad tedy vyhovuje.

4.9.9 Přehled vypočtených hodnot v NE

Tab. 4-15 Přehled vypočtených hodnot NE

| Vypočtené veličiny | Označení | Hodnota |
|----------------------------------|-----------------------------------|----------------------------|
| Počet trubek v jedné řadě | n_{TR} | 56 [-] |
| Rychlost proudění vody | w_P | 1,07 m/s |
| Skutečný objemový tok spalin | M_{SP}^{SKUT} | 113,600 m ³ /s |
| Rychlost proudění spalin | w_{SP} | 5,36 m/s |
| Součinitel prostupu tepla | k | 23,685 W/m ² /K |
| Logaritmický teplotní spád | Δt_{LN} | 43,88 K |
| Počet podélných řad | n_{RAD} | 1 [-] |
| Skutečná vnější plocha | S_{SP} | 741,51 m ² |
| Skutečné předané teplo | Q_{NE}^{SKUT} | 770,60 kW |
| Skutečná teplota bodu I | T_I^{SKUT} | 160,96 °C |

4.10 Návrh výpočtu vysokotlakého ekonomizéru VE1

Vysokotlaký ekonomizér VE1 je počítán v podstatě stejně jako oba předchozí vysokotlaké ekonomizéry, stejně je to i se součinitelem přestupu tepla ze strany chladícího média, který se zde předpokládá také vysoký a lze jej proto také zanedbat.

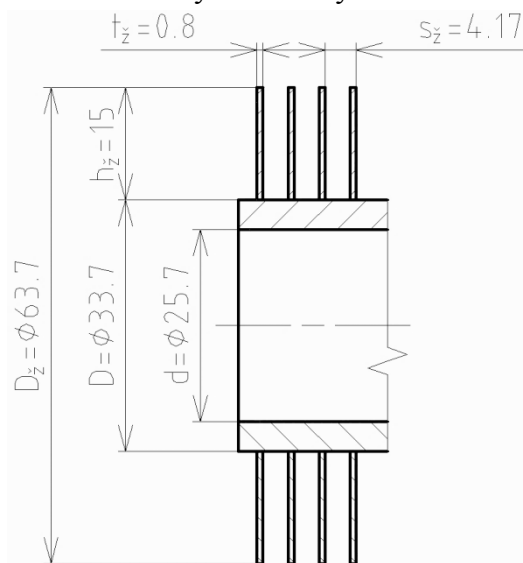
4.10.1 Návrh rozměrů trubek a žeber VE1

Rozměry žebrovaných trubek jsou uvedeny v tab. 4-16 a zakótovány na obr. 4-19.

Tab. 4-16 Rozměry žebrovaných trubek VE1

| Rozměr trubek | Označení | Hodnota |
|-----------------------|----------|---------|
| Vnější průměr | D | 33,7 mm |
| Tloušťka stěny | t | 4 mm |
| Vnitřní průměr | d | 25,7 mm |
| Výška žeber | h_z | 15 mm |
| Tloušťka žeber | t_z | 0,8 mm |
| Počet žeber na metr | n_z | 240 1/m |
| Rozteč mezi žebry | s_z | 4,17 mm |
| Vnější průměr s žebry | D_z | 63,7 mm |

Obr. 4-19 Rozměry žebrovaných trubek VE1



4.10.2 Počet trubek v jedné podélné řadě VE1

Vypočítá se dle vzorce (3–4), následně je volen $n_{TR} = 56$.

Rozteče ve spalinovém kanálu

Pro výpočet příčné rozteče s_1 je třeba zvolit mezitrubkovou vzdálenost v rozmezí 5-15 mm, konkrétně pro VE1 $a = 5$ mm. Příčná rozteč se poté vypočítá:

$$s_1 = D_z + a = 63,7 + 5 = 68,7 \text{ mm.}$$

Podélná rozteč je navrhována $s_2 = 92$ mm.

Počet trubek v jedné podélné řadě

$$n_{TR} = \frac{\xi}{s_1} - \frac{1}{2} = \frac{3,9}{0,0687} - \frac{1}{2} = 56,27$$

Volí se počet trubek v jedné podélné řadě $n_{TR} = 56$.

Rychlost proudění vody

Pro určení rychlosti proudění vody v potrubí je třeba určit střední hodnotu měrného objemu páry ve VE3 pomocí programu XSTEAM ze střední hodnoty teploty a tlaku vody.

$$t_{8-9} = \frac{t_8 + t_9}{2} = \frac{135 + 65}{2} = 100,000 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$p_{8-9} = \frac{p_8 + p_9}{2} = \frac{6,2 + 6,3}{2} = 6,25 \text{ MPa}$$

$$v_{8-9} = f(t_{8-9}, p_{8-9}) = 0,001\,040 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Rychlost proudění vody v potrubí by se měla pohybovat v rozmezí 0,5-1,5 m/s a vypočítá se dosazením vzorce (3-2) do vzorce (3-1):

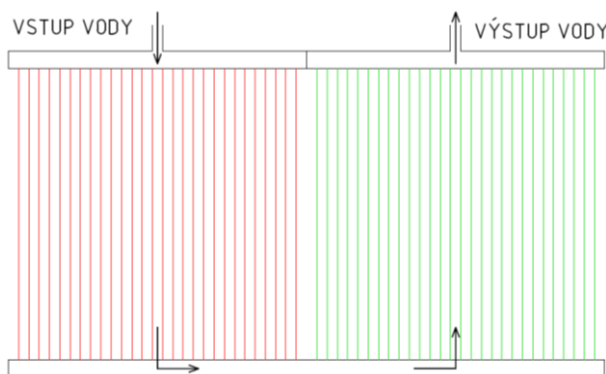
$$w_P = \frac{M_P \cdot v_P}{S_P} = \frac{4 \cdot 0,95 \cdot M_{VP} \cdot v_{7-8}}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{TR}} = \frac{4 \cdot 0,95 \cdot 11,14 \cdot 0,001040}{\pi \cdot 0,0257^2 \cdot 56} = 0,379 \text{ m/s.}$$

Rychlost proudění vody je příliš nízká a nevyhovuje danému rozmezí. Proto bude rozváděcí komora rozdělena na dvě části, jak je patrné z obr. 4-20, a rychlost se tedy zvýší 2krát.

$$w_P = 2 \cdot 0,379 = 0,76 \text{ m/s}$$

Tato rychlost již vyhovuje.

Obr. 4-20 Schéma proudění vody ve VE1

**Skutečný objemový průtok spalín**

Pro výpočet skutečného objemového průtoku spalín je třeba určit entalpii a teplotu v bodě J pilového diagramu. Entalpie se vypočítá úpravou vzorce (2-3):

$$I_J = I_I - \frac{Q_{VE1}}{M_{SP}(1 - z_S)} = 214,72 - \frac{3115,64}{70,82(1 - 0,003\,454)} = 170,57 \text{ kJ/m}^3.$$

Teplota se určí interpolací z tab. 2-2:

$$T_J = 100 + (200 - 100) \cdot \frac{(I_J - I_{SP}^{100})}{(I_{SP}^{200} - I_{SP}^{100})} = 100 + 100 \cdot \frac{(170,57 - 132,9)}{(267,12 - 132,9)} = 128,06 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Průměrná teplota spalínového proudu:

$$T_{I-J} = \frac{T_I^{SKUT} + T_J}{2} = \frac{160,96 + 128,06}{2} = 144,51 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

Skutečný objemový průtok zohledňuje i teplotu spalín:

$$M_{SP}^{SKUT} = M_{SP} \cdot \frac{T_{I-J} + 273,15}{273,15} = 70,82 \cdot \frac{144,51 + 273,15}{273,15} = 108,287 \text{ m}^3/\text{s.}$$

Rychlost proudění spalin

Skutečný průřez spalinového kanálu – dle vzorce (3–5):

$$S_{KAN} = l \cdot (\check{s} - n_{TR} \cdot (D + 2 \cdot h_{\check{z}} \cdot t_{\check{z}} \cdot n_{\check{z}}))$$

$$S_{KAN} = 11,7 \cdot (3,9 - 56 \cdot (0,0337 + 2 \cdot 0,015 \cdot 0,0008 \cdot 240)) = 19,776 \text{ m}^2.$$

Skutečná rychlost spalin – dle vzorce (3–3):

$$w_{SP} = \frac{M_{SP}^{SKUT}}{S_{KAN}} = \frac{108,287}{19,776} = 5,48 \text{ m/s}.$$

4.10.3 Součinitel přestupu tepla ze strany spalin VE1

Je určen ze vzorce (4–1), výsledkem je $\alpha_{1r} = 23,005 \text{ W/m}^2/\text{K}$.

Součinitel přestupu tepla konvekci

Součinitel zohledňující počet podélných řad c_Z je volen na základě konzultací pro ekonomizéry $c_Z = 0,95$. Lze jej také určit z diagramu v literatuře [1] na straně 116.

Parametr určující uspořádání trubek ve svazku φ_σ – vzorec (4–5):

$$\varphi_\sigma = \frac{s_1 - D}{\sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2 + s_2^2 - D}} = \frac{68,7 - 33,7}{\sqrt{\left(\frac{68,7}{2}\right)^2 + 92^2 - 33,7}} = 0,542 \text{ 61}$$

Součinitel tepelné vodivosti spalin λ_{SP} a součinitel kinematické viskozity spalin ν_{SP} je určen interpolací z tabulek v literatuře [1] na straně 24 pro průměrnou teplotu spalinového proudu $T_{I-J} = 144,51 \text{ }^\circ\text{C}$ a pro zadaný objemový podíl H_2O $x_{\text{H}_2\text{O}} = 7,58 \text{ \%}$:

$$\lambda_{SP} = 0,034 \text{ 60 W/m/K}$$

$$\nu_{SP} = 2,63 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

Součinitel přestupu tepla konvekci α_K - vzorec (4–4):

$$\alpha_K = 0,23 \cdot c_Z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{SP}}{s_{\check{z}}} \cdot \left(\frac{D}{s_{\check{z}}}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_{\check{z}}}{s_{\check{z}}}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{SP} \cdot s_{\check{z}}}{\nu_{SP}}\right)^{0,65}$$

$$\alpha_K = 0,23 \cdot 0,95 \cdot 0,54261^{0,2} \cdot \frac{0,0346}{0,00417} \left(\frac{0,0337}{0,00417}\right)^{-0,54} \left(\frac{0,015}{0,00417}\right)^{-0,14} \left(\frac{5,48 \cdot 0,00417}{2,63 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65}$$

$$\alpha_K = 35,31 \text{ W/m}^2/\text{K}$$

Součinitel efektivnosti žeber

Součinitel β – vzorec (4–3):

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_K}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 35,31}{0,0008 \cdot 40 \cdot (1 + 0,0045 \cdot 0,85 \cdot 35,31)}} = 40,651$$

Součin $\beta \cdot h_z$:

$$\beta \cdot h_z = 40,651 \cdot 0,015 = 0,610$$

Poměr $\frac{D_z}{D}$:

$$\frac{D_z}{D} = \frac{63,7}{33,7} = 1,89$$

Z nomogramu lze nyní určit $E = 0,86$.

Součinitel přestupu tepla ze strany spalín

Podíl výhřevných ploch žeber a celkové plochy ze strany spalín $\frac{S_z}{S}$ – vzorec (4–2):

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{63,7}{33,7}\right)^2 - 1}{\left(\frac{63,7}{33,7}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{4,17}{33,7} - \frac{0,8}{33,7}\right)} = 0,92794$$

Podíl plochy části trubky bez žeber a celkové plochy ze strany spalín $\frac{S_h}{S}$ – vzorec (4–6):

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,92794 = 0,07206$$

Součinitel přestupu tepla ze strany spalín α_{1r} :

$$\alpha_{1r} = \left[\frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right] \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K}$$

$$\alpha_{1r} = [0,92794 \cdot 0,86 \cdot 1 + 0,07206] \cdot \frac{0,85 \cdot 35,31}{1 + 0,0045 \cdot 0,85 \cdot 35,31} = 23,005 \text{ W/m}^2/\text{K}$$

4.10.4 Součinitel prostupu tepla VE1

U ekonomizéru vychází součinitel přestupu tepla ze strany vody vysoký, proto tedy zlomek ze vzorce (4–11) $\frac{1}{\alpha_{2r}} = 0$, potom součinitel prostupu tepla $k = \alpha_{1r} = 23,005 \text{ W/m}^2/\text{K}$.

Metrové plochy

Nejprve se vypočítá povrch jednoho žebra $S_{1ž}$ – vzorec (4–8):

$$S_{1ž} = \frac{2 \cdot \pi \cdot (D_z^2 - D^2)}{4} + \pi \cdot D_z \cdot t_z = \frac{2 \cdot \pi \cdot (0,0637^2 - 0,0337^2)}{4} + \pi \cdot 0,0637 \cdot 0,0008$$

$$S_{1ž} = 0,00475 \text{ m}^2$$

Vnější metrová plocha potrubí S_{1m} – vzorec (4–9):

$$S_{1m} = \pi \cdot D \cdot (1 - n_z \cdot t_z) + n_z \cdot S_{1ž} = \pi \cdot 0,0337 \cdot (1 - 240 \cdot 0,0008) + 240 \cdot 0,00475$$

$$S_{1m} = 1,22554 \text{ m}^2$$

Vnitřní metrová plocha potrubí S_{2m} – vzorec (4–10):

$$S_{2m} = \pi \cdot d = \pi \cdot 0,0257 = 0,08074 \text{ m}^2$$

4.10.5 Počet podélných řad VE1

Vypočítá se ze vzorce (4–14), potom se zvolí $n_{RAD} = 3$.

Logaritmický teplotní spád

Rozdíly teplot pro výpočet logaritmického teplotního spádu:

$$\Delta t_1 = T_I^{SKUT} - t_8 = 160,96 - 135 = 25,96 \text{ °C}$$

$$\Delta t_2 = T_j - t_9 = 128,06 - 65 = 63,06 \text{ °C}$$

Logaritmický teplotní spád Δt_{LN} se vypočítá ze vzorce (4–12):

$$\Delta t_{LN} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{25,96 - 63,06}{\ln\left(\frac{25,96}{63,06}\right)} = 41,80 \text{ K}$$

Vnější teplosměnná plocha

Určí se ze vzorce (4–13), jako předané teplo v dané teplosměnné ploše bude použito vypočítané teplo předané páře ve vysokotlakém ekonomizéru VE1, a sice Q_{VE1} .

$$S_{SP} = \frac{Q_{VE1}}{k \cdot \Delta t_{LN}} = \frac{3115640}{23,005 \cdot 41,8} = 3240,08 \text{ m}^2$$

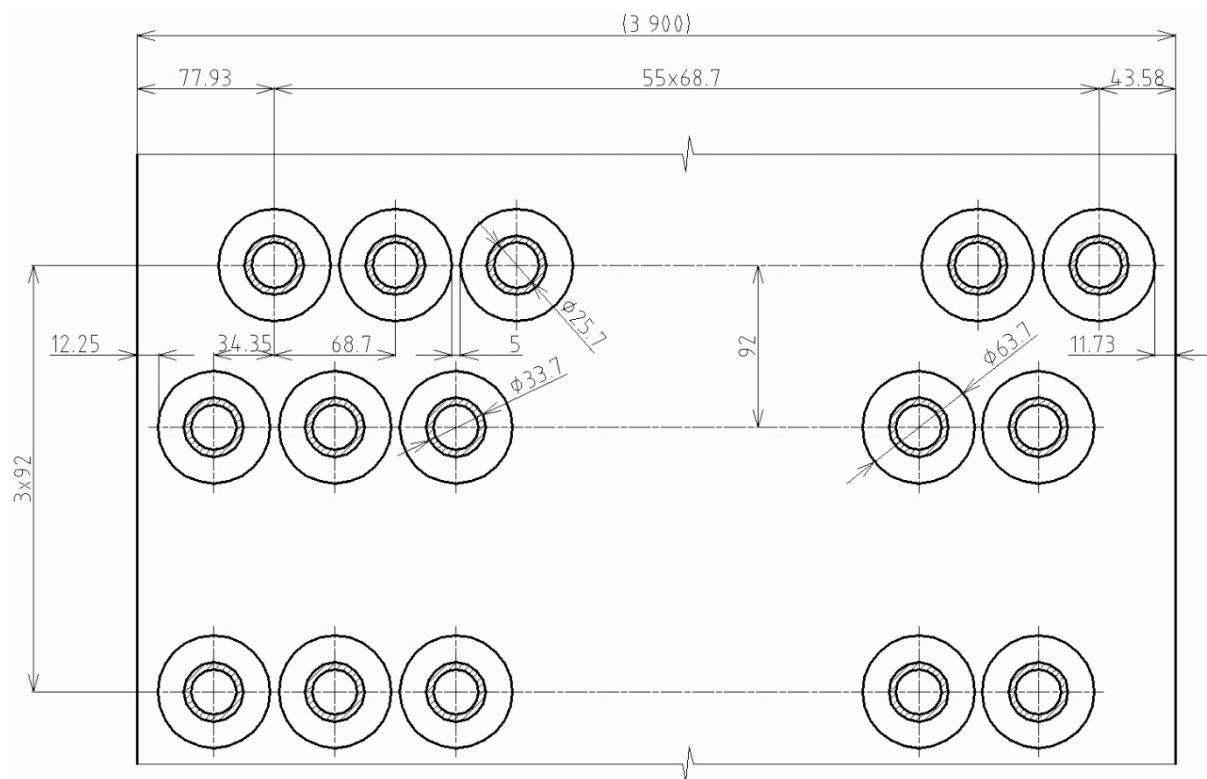
Celkový počet podélných řad

$$n_{RAD} = \frac{S_{SP}}{l \cdot S_{1m} \cdot n_{TR}} = \frac{3240,08}{11,7 \cdot 1,22554 \cdot 56} = 4,035$$

Je třeba zvolit celé číslo, počet podélných řad je tedy $n_{RAD} = 4$.

4.10.6 Rozložení trubek ve VE1

Obr. 4-21 Schéma rozložení trubek ve VE1



4.10.7 Skutečné předané teplo ve VE1

Teplo se určí dosazením do vzorce (4–13), výsledek je $Q_{VE1}^{SKUT} = 3\,088,53 \text{ kW}$.

Skutečná vnější teplosměnná plocha

Vypočítá se upravením a dosazením do vzorce (4–14):

$$S_{SP} = n_{RAD} \cdot n_{TR} \cdot l \cdot S_{1m} = 4 \cdot 56 \cdot 11,7 \cdot 1,22554 = 3\,211,88 \text{ m}^2$$

Skutečné teplo předané páře ve vysokotlakém ekonomizéru VE1

$$Q_{VE1}^{SKUT} = k \cdot S_{SP} \cdot \Delta t_{LN} = 23,005 \cdot 3211,88 \cdot 41,8 = 3\,088,53 \text{ kW}$$

Kontrola skutečného předaného tepla

Vypočte se poměrný rozdíl tepel v absolutní hodnotě, který se kontroluje, zda nepřekročil hodnotu 5 %:

$$\Delta Q = \left| \frac{Q_{VE1}^{SKUT} - Q_{VE2}}{Q_{VE1}^{SKUT}} \right| = \left| \frac{3088,53 - 3115,64}{3088,53} \right| = 0,878 \%$$

Vypočítaná hodnota je menší než 5 %, zvolený počet podélných řad tedy vyhovuje.

4.10.8 Skutečná teplota spalin v bodě J pilového diagramu

Skutečnou teplotu spalin lze určit interpolací z tab. 2-2, výsledkem je $T_J^{SKUT} = 128,35 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Skutečná entalpie spalin v bodě J pilového diagramu

Je počítána úpravou vzorce (2-3):

$$I_J = I_I - \frac{Q_{VE1}^{SKUT}}{M_{SP}(1 - z_S)} = 214,72 - \frac{3088,53}{70,82(1 - 0,003454)} = 170,95 \text{ kJ/m}^3$$

Skutečná teplota spalin v bodě J pilového diagramu

$$T_J^{SKUT} = 100 + (200 - 100) \cdot \frac{(I_J - I_{SP}^{100})}{(I_{SP}^{200} - I_{SP}^{100})} = 100 + 100 \cdot \frac{(170,95 - 132,9)}{(267,12 - 132,9)} = 128,35 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Kontrola skutečné teploty

Určí se rozdíl skutečné a vypočtené hodnoty v absolutní hodnotě a zkontroluje se, jestli není větší než $3 \text{ } ^\circ\text{C}$.

$$\Delta T = |T_J^{SKUT} - T_J| = |128,35 - 128,06| = 0,29 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Vypočítaná hodnota je menší než $3 \text{ } ^\circ\text{C}$, zvolený počet podélných řad tedy vyhovuje.

4.10.9 Přehled vypočtených hodnot

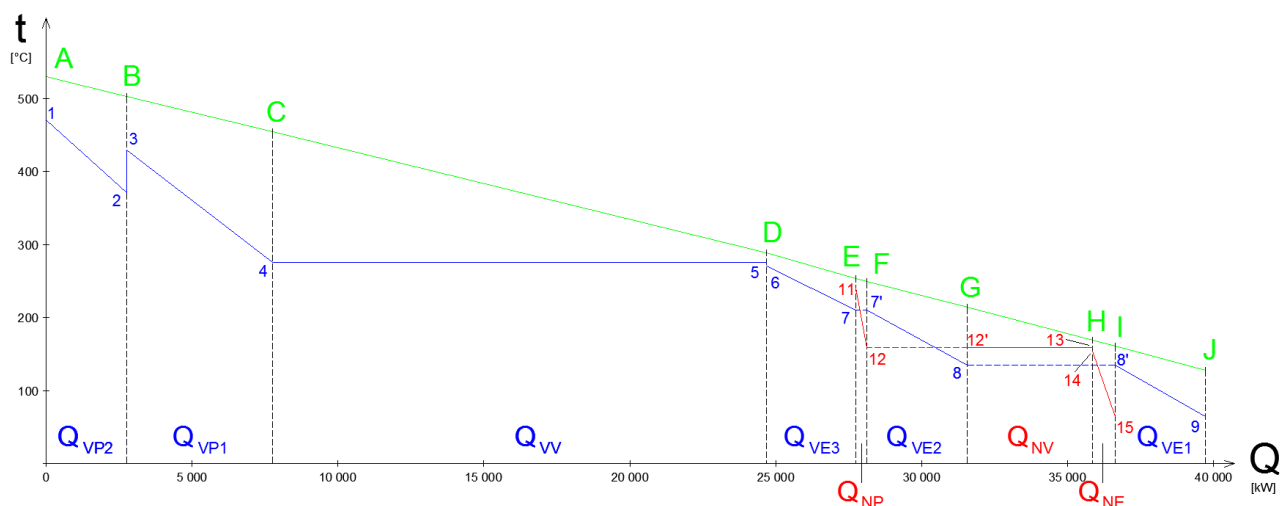
Tab. 4-17 Přehled vypočtených hodnot VE1

| Vypočtené veličiny | Označení | Hodnota |
|------------------------------|------------------|----------------------------|
| Počet trubek v jedné řadě | n_{TR} | 56 [-] |
| Rychlost proudění vody | w_P | 0,76 m/s |
| Skutečný objemový tok spalin | M_{SP}^{SKUT} | 108,287 m ³ /s |
| Rychlost proudění spalin | w_{SP} | 5,48 m/s |
| Součinitel prostupu tepla | k | 23,005 W/m ² /K |
| Logaritmický teplotní spád | Δt_{LN} | 41,80 K |
| Počet podélných řad | n_{RAD} | 4 [-] |
| Skutečná vnější plocha | S_{SP} | 3 211,88 m ² |
| Skutečné předané teplo | Q_{VE1}^{SKUT} | 3 088,53 kW |
| Skutečná teplota bodu J | T_J^{SKUT} | 128,35 °C |

5 Skutečný pilový diagram

Byly stanoveny všechny potřebné hodnoty teplot jednotlivých bodů a předaných tepel v dílčích teplosměnných plochách k sestavení pilového diagramu. Ten je tedy zobrazen na *obr. 5-1*.

Obr. 5-1 Pilový diagram se skutečnými hodnotami



6 Materiály

Materiály jsou navrženy dle normy ČSN EN 12 952-3. Dle této normy je stanovena vztažná teplota pro každou teplosměnnou plochu dle vzorce:

$$t_{TP}^{VZTAŽ} = T_X + \Delta t_{TP} [^{\circ}\text{C}], \quad (6-1)$$

kde $T_X [^{\circ}\text{C}]$ – vstupní teplota spalín pro danou teplosměnnou plochu,

$\Delta t_{TP} [^{\circ}\text{C}]$ – teplotní přírůstek pro danou teplosměnnou plochu.

Pro všechny přehřívačky jsou teplotní přírůstky při převládajícím přestupu tepla konvekcí stanoveny jako $\Delta t_P = 35^{\circ}\text{C}$. Pro ostatní výhřevné plochy (výparníky a ekonomizéry) je přírůstek stanoven z tloušťky potrubí dle vzorce:

$$\Delta t_{TP} = 15 + 2 \cdot t_i [^{\circ}\text{C}], \quad (6-2)$$

kde $t_i [mm]$ – tloušťka stěny potrubí dané tlakové části kotle.

Vysokotlaká část obsahuje potrubí o jedné tloušťce, tedy teplotní přírůstek pro ostatní výhřevné plochy $\Delta t_{VE-VV} = 15 + 2 \cdot t_V = 15 + 2 \cdot 4 = 23^{\circ}\text{C}$, pro nízkotlaký výparník a ekonomizér $\Delta t_{NE-NV} = 15 + 2 \cdot t_N = 15 + 2 \cdot 3,2 = 21,4^{\circ}\text{C}$.

Teplotní přírůstky, vztažné teploty a zvolené materiály pro trubkové svazky a oplechování jsou přehledně zobrazeny v tab. 6-1.

Tab. 6-1 Volené materiály pro potrubí a oplechování

| | Vstupní teplota spalín $T_X [^{\circ}\text{C}]$ | Teplotní přírůstek $\Delta t_{TP} [^{\circ}\text{C}]$ | Vztažná teplota $t_{TP}^{VZTAŽ} [^{\circ}\text{C}]$ | Zvolený materiál |
|------------|---|---|---|---------------------|
| VP2 | 530,00 $^{\circ}\text{C}$ | 35 $^{\circ}\text{C}$ | 565,00 $^{\circ}\text{C}$ | 10CrMo9-10 |
| VP1 | 503,01 $^{\circ}\text{C}$ | 35 $^{\circ}\text{C}$ | 538,01 $^{\circ}\text{C}$ | 13CrMo4-5 |
| VV | 454,26 $^{\circ}\text{C}$ | 23 $^{\circ}\text{C}$ | 477,26 $^{\circ}\text{C}$ | 16Mo3 |
| VE3 | 285,19 $^{\circ}\text{C}$ | 23 $^{\circ}\text{C}$ | 308,19 $^{\circ}\text{C}$ | P265GH |
| NP | 253,49 $^{\circ}\text{C}$ | 35 $^{\circ}\text{C}$ | 288,49 $^{\circ}\text{C}$ | P235GH |
| VE2 | 249,62 $^{\circ}\text{C}$ | 23 $^{\circ}\text{C}$ | 272,62 $^{\circ}\text{C}$ | P265GH |
| NV | 214,26 $^{\circ}\text{C}$ | 21,4 $^{\circ}\text{C}$ | 235,66 $^{\circ}\text{C}$ | P235GH |
| NE | 169,09 $^{\circ}\text{C}$ | 21,4 $^{\circ}\text{C}$ | 190,49 $^{\circ}\text{C}$ | P235GH |
| VE1 | 160,96 $^{\circ}\text{C}$ | 23 $^{\circ}\text{C}$ | 183,96 $^{\circ}\text{C}$ | P265GH |

7 Návrh vnějších potrubí

7.1 Návrh vstupních a výstupních potrubí

7.1.1 Postup návrhu rozměrů vstupních a výstupních potrubí

Rozměry vstupních a výstupních potrubí se stanoví pomocí vzorců (3-1) a (3-2), počet trubek je volen $n_{TR} = 1$ a vzorce se upraví pro návrh vnitřního průměru:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot M_P \cdot v_P}{\pi \cdot w_P}} [m], \quad (7-1)$$

přičemž rychlost proudění páry u přehříváků je navrhována $w_P = 25 \text{ m/s}$ a rychlost vody u ekonomizérů $w_V = 1 \text{ m/s}$.

Dle vypočítaného průměru se navrhne skutečný vnější průměr potrubí, jeho tloušťka a dopočítá se vnitřní průměr. Nakonec je třeba dle vzorce (7-1) provést kontrolu, zda pro skutečný vnitřní průměr potrubí nepřekročily rychlosti chladících médií přípustné hodnoty. Rychlost páry by se u přehříváků měla pohybovat mezi $w_P = 20 - 30 \text{ m/s}$ a přípustné rozmezí rychlosti vody u ekonomizérů je $w_V = 0,7 - 2 \text{ m/s}$.

7.1.2 Návrh výstupního potrubí VP2

Stanovení měrného objemu dle parních tabulek XSTEAM:

$$v_1 = f(t_1, p_1) = 0,055 \text{ } 969 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Návrh vnitřního průměru potrubí – vzorec (7-1):

$$d_{VP2}^{OUT} = \sqrt{\frac{4 \cdot M_{VP} \cdot v_1}{\pi \cdot w_P}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 11,14 \cdot 0,055969}{\pi \cdot 25}} = 0,178 \text{ m}$$

Volba výstupního potrubí dle tabulky vyráběných rozměrů:

$$D_{VP2}^{OUT} = 193,7 \text{ mm}$$

$$t_{VP2}^{OUT} = 10 \text{ mm}$$

$$d_{VP2}^{OUT} = D_{VP2}^{OUT} - 2 \cdot t_{VP2}^{OUT} = 193,7 - 2 \cdot 10 = 173,7 \text{ mm}$$

Kontrola rychlosti proudění:

$$w_P = \frac{4 \cdot M_{VP} \cdot v_1}{\pi \cdot (d_{VP2}^{OUT})^2} = \frac{4 \cdot 11,14 \cdot 0,055969}{\pi \cdot 0,1737^2} = 26,31 \text{ m/s}$$

Rychlost proudění je v daném rozmezí, takže zvolené rozměry potrubí jsou vyhovující.

7.1.3 Návrh vstupního potrubí VP2 a výstupního potrubí VP1

Stanovení měrného objemu dle parních tabulek XSTEAM:

$$v_{2-3} = f(t_{2-3}, p_{2-3}) = 0,048\,295\, \text{m}^3/\text{kg}$$

Návrh vnitřního průměru potrubí – vzorec (7-1):

$$d_{VP2}^{IN} = \sqrt{\frac{4 \cdot M_{VP} \cdot v_{2-3}}{\pi \cdot w_P}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 11,14 \cdot 0,048295}{\pi \cdot 25}} = 0,166\, \text{m}$$

Volba výstupního potrubí dle tabulky vyráběných rozměrů:

$$D_{VP2}^{IN} = D_{VP1}^{OUT} = \mathbf{193,7\, mm}$$

$$t_{VP2}^{IN} = t_{VP1}^{OUT} = \mathbf{10\, mm}$$

$$d_{VP2}^{IN} = d_{VP1}^{OUT} = D_{VP1}^{OUT} - 2 \cdot t_{VP1}^{OUT} = 193,7 - 2 \cdot 10 = \mathbf{173,7\, mm}$$

Kontrola rychlosti proudění:

$$w_P = \frac{4 \cdot M_{VP} \cdot v_{2-3}}{\pi \cdot (d_{VP1}^{OUT})^2} = \frac{4 \cdot 11,14 \cdot 0,048295}{\pi \cdot 0,1737^2} = 22,70\, \text{m/s}$$

Rychlost proudění je v daném rozmezí, takže zvolené rozměry potrubí jsou vyhovující.

7.1.4 Návrh vstupního potrubí VP1

Stanovení měrného objemu dle parních tabulek XSTEAM:

$$v_4 = f(t_4, p_4) = 0,032\,449\, \text{m}^3/\text{kg}$$

Návrh vnitřního průměru potrubí – vzorec (7-1):

$$d_{VP1}^{IN} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,95 \cdot M_{VP} \cdot v_4}{\pi \cdot w_P}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,95 \cdot 11,14 \cdot 0,032449}{\pi \cdot 25}} = 0,132\, \text{m}$$

Volba vstupního potrubí dle tabulky vyráběných rozměrů:

$$D_{VP1}^{IN} = \mathbf{152,4\, mm}$$

$$t_{VP1}^{IN} = \mathbf{10\, mm}$$

$$d_{VP1}^{IN} = D_{VP1}^{IN} - 2 \cdot t_{VP1}^{IN} = 152,4 - 2 \cdot 10 = \mathbf{132,4\, mm}$$

Kontrola rychlosti proudění:

$$w_P = \frac{4 \cdot 0,95 \cdot M_{VP} \cdot v_4}{\pi \cdot (d_{VP1}^{IN})^2} = \frac{4 \cdot 0,95 \cdot 11,14 \cdot 0,032449}{\pi \cdot 0,1324^2} = 24,94\, \text{m/s}$$

Rychlost proudění je v daném rozmezí, takže zvolené rozměry potrubí jsou vyhovující.

7.1.5 Návrh výstupního potrubí VE3

Stanovení měrného objemu dle parních tabulek XSTEAM:

$$v_6 = f(t_6, p_6) = 0,001\,304\, \text{m}^3/\text{kg}$$

Návrh vnitřního průměru potrubí – vzorec (7-1):

$$d_{VE3}^{OUT} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,95 \cdot M_{VP} \cdot v_6}{\pi \cdot w_V}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,95 \cdot 11,14 \cdot 0,001304}{\pi \cdot 1}} = 0,133\, \text{m}$$

Volba výstupního potrubí dle tabulky vyráběných rozměrů:

$$D_{VE3}^{OUT} = 133\, \text{mm}$$

$$t_{VE3}^{OUT} = 10\, \text{mm}$$

$$d_{VE3}^{OUT} = D_{VE3}^{OUT} - 2 \cdot t_{VE3}^{OUT} = 133 - 2 \cdot 10 = 113\, \text{mm}$$

Kontrola rychlosti proudění:

$$w_V = \frac{4 \cdot 0,95 \cdot M_{VP} \cdot v_6}{\pi \cdot (d_{VE3}^{OUT})^2} = \frac{4 \cdot 0,95 \cdot 11,14 \cdot 0,001304}{\pi \cdot 0,113^2} = 1,38\, \text{m/s}$$

Rychlost proudění je v daném rozmezí, takže zvolené rozměry potrubí jsou vyhovující.

7.1.6 Návrh vstupního potrubí VE3 a výstupního potrubí VE2

Stanovení měrného objemu dle parních tabulek XSTEAM:

$$v_7 = f(t_7, p_7) = 0,001\,168\, \text{m}^3/\text{kg}$$

Návrh vnitřního průměru potrubí – vzorec (7-1):

$$d_{VE3}^{IN} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,95 \cdot M_{VP} \cdot v_7}{\pi \cdot w_V}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,95 \cdot 11,14 \cdot 0,001168}{\pi \cdot 1}} = 0,125\, \text{m}$$

Volba výstupního potrubí dle tabulky vyráběných rozměrů:

$$D_{VE3}^{IN} = D_{VE2}^{OUT} = 133\, \text{mm}$$

$$t_{VE3}^{IN} = t_{VE2}^{OUT} = 10\, \text{mm}$$

$$d_{VE3}^{IN} = d_{VE2}^{OUT} = D_{VE2}^{OUT} - 2 \cdot t_{VE2}^{OUT} = 133 - 2 \cdot 10 = 113\, \text{mm}$$

Kontrola rychlosti proudění:

$$w_V = \frac{4 \cdot 0,95 \cdot M_{VP} \cdot v_7}{\pi \cdot (d_{VE2}^{OUT})^2} = \frac{4 \cdot 0,95 \cdot 11,14 \cdot 0,001168}{\pi \cdot 0,113^2} = 1,23\, \text{m/s}$$

Rychlost proudění je v daném rozmezí, takže zvolené rozměry potrubí jsou vyhovující.

7.1.7 Návrh vstupního potrubí VE2 a výstupního potrubí VE1

Stanovení měrného objemu dle parních tabulek XSTEAM:

$$v_8 = f(t_8, p_8) = 0,001\,071\, \text{m}^3/\text{kg}$$

Návrh vnitřního průměru potrubí – vzorec (7-1):

$$d_{VE2}^{\text{IN}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,95 \cdot M_{VP} \cdot v_8}{\pi \cdot w_V}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,95 \cdot 11,14 \cdot 0,001071}{\pi \cdot 1}} = 0,120\, \text{m}$$

Volba výstupního potrubí dle tabulky vyráběných rozměrů:

$$D_{VE2}^{\text{IN}} = D_{VE1}^{\text{OUT}} = \mathbf{133\, mm}$$

$$t_{VE2}^{\text{IN}} = t_{VE1}^{\text{OUT}} = \mathbf{10\, mm}$$

$$d_{VE2}^{\text{IN}} = d_{VE1}^{\text{OUT}} = D_{VE1}^{\text{OUT}} - 2 \cdot t_{VE1}^{\text{OUT}} = 133 - 2 \cdot 10 = \mathbf{113\, mm}$$

Kontrola rychlosti proudění:

$$w_V = \frac{4 \cdot 0,95 \cdot M_{VP} \cdot v_8}{\pi \cdot (d_{VE1}^{\text{OUT}})^2} = \frac{4 \cdot 0,95 \cdot 11,14 \cdot 0,001071}{\pi \cdot 0,113^2} = 1,13\, \text{m/s}$$

Rychlost proudění je v daném rozmezí, takže zvolené rozměry potrubí jsou vyhovující.

7.1.8 Návrh vstupního potrubí VE1

Stanovení měrného objemu dle parních tabulek XSTEAM:

$$v_9 = f(t_9, p_9) = 0,001\,017\, \text{m}^3/\text{kg}$$

Návrh vnitřního průměru potrubí – vzorec (7-1):

$$d_{VE1}^{\text{IN}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,95 \cdot M_{VP} \cdot v_9}{\pi \cdot w_V}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,95 \cdot 11,14 \cdot 0,001017}{\pi \cdot 1}} = 0,117\, \text{m}$$

Volba vstupního potrubí dle tabulky vyráběných rozměrů:

$$D_{VE1}^{\text{IN}} = \mathbf{133\, mm}$$

$$t_{VE1}^{\text{IN}} = \mathbf{10\, mm}$$

$$d_{VE1}^{\text{IN}} = D_{VE1}^{\text{IN}} - 2 \cdot t_{VE1}^{\text{IN}} = 133 - 2 \cdot 10 = \mathbf{113\, mm}$$

Kontrola rychlosti proudění:

$$w_V = \frac{4 \cdot 0,95 \cdot M_{VP} \cdot v_9}{\pi \cdot (d_{VE1}^{\text{IN}})^2} = \frac{4 \cdot 0,95 \cdot 11,14 \cdot 0,001017}{\pi \cdot 0,113^2} = 1,07\, \text{m/s}$$

Rychlost proudění je v daném rozmezí, takže zvolené rozměry potrubí jsou vyhovující.

7.1.9 Návrh výstupního potrubí NP

Stanovení měrného objemu dle parních tabulek XSTEAM:

$$v_{11} = f(t_{11}, p_{11}) = 0,464\,676\, \text{m}^3/\text{kg}$$

Návrh vnitřního průměru potrubí – vzorec (7-1):

$$d_{NP}^{OUT} = \sqrt{\frac{4 \cdot M_{NP} \cdot v_{11}}{\pi \cdot w_P}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,06 \cdot 0,464676}{\pi \cdot 25}} = 0,221\, \text{m}$$

Volba výstupního potrubí dle tabulky vyráběných rozměrů:

$$D_{NP}^{OUT} = 244,5\, \text{mm}$$

$$t_{NP}^{OUT} = 8\, \text{mm}$$

$$d_{NP}^{OUT} = D_{NP}^{OUT} - 2 \cdot t_{NP}^{OUT} = 244,5 - 2 \cdot 8 = 228,5\, \text{mm}$$

Kontrola rychlosti proudění:

$$w_P = \frac{4 \cdot M_{NP} \cdot v_{11}}{\pi \cdot (d_{NP}^{OUT})^2} = \frac{4 \cdot 2,06 \cdot 0,464676}{\pi \cdot 0,2285^2} = 23,34\, \text{m/s}$$

Rychlost proudění je v daném rozmezí, takže zvolené rozměry potrubí jsou vyhovující.

7.1.10 Návrh vstupního potrubí NP

Stanovení měrného objemu dle parních tabulek XSTEAM:

$$v_{12} = f(t_{12}, p_{12}) = 0,315\,575\, \text{m}^3/\text{kg}$$

Návrh vnitřního průměru potrubí – vzorec (7-1):

$$d_{NP}^{IN} = \sqrt{\frac{4 \cdot M_{NP} \cdot v_{12}}{\pi \cdot w_P}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,06 \cdot 0,315575}{\pi \cdot 25}} = 0,182\, \text{m}$$

Volba vstupního potrubí dle tabulky vyráběných rozměrů:

$$D_{NP}^{IN} = 193,7\, \text{mm}$$

$$t_{NP}^{IN} = 8\, \text{mm}$$

$$d_{NP}^{IN} = D_{NP}^{IN} - 2 \cdot t_{NP}^{IN} = 193,7 - 2 \cdot 8 = 177,7\, \text{mm}$$

Kontrola rychlosti proudění:

$$w_P = \frac{4 \cdot M_{NP} \cdot v_{12}}{\pi \cdot (d_{NP}^{IN})^2} = \frac{4 \cdot 2,06 \cdot 0,315575}{\pi \cdot 0,1777^2} = 26,21\, \text{m/s}$$

Rychlost proudění je v daném rozmezí, takže zvolené rozměry potrubí jsou vyhovující.

7.1.11 Návrh výstupního potrubí NE

Stanovení měrného objemu dle parních tabulek XSTEAM:

$$v_{14} = f(t_{14}, p_{14}) = 0,001\,095\, \text{m}^3/\text{kg}$$

Návrh vnitřního průměru potrubí – vzorec (7-1):

$$d_{NE}^{OUT} = \sqrt{\frac{4 \cdot M_{NP} \cdot v_{14}}{\pi \cdot w_V}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,06 \cdot 0,001095}{\pi \cdot 1}} = 0,054\, \text{m}$$

Volba výstupního potrubí dle tabulky vyráběných rozměrů:

$$D_{NE}^{OUT} = 63,5\, \text{mm}$$

$$t_{NE}^{OUT} = 8\, \text{mm}$$

$$d_{NE}^{OUT} = D_{NE}^{OUT} - 2 \cdot t_{NE}^{OUT} = 63,5 - 2 \cdot 8 = 47,5\, \text{mm}$$

Kontrola rychlosti proudění:

$$w_V = \frac{4 \cdot M_{NP} \cdot v_6}{\pi \cdot (d_{NE}^{OUT})^2} = \frac{4 \cdot 2,06 \cdot 0,001095}{\pi \cdot 0,0475^2} = 1,27\, \text{m/s}$$

Rychlost proudění je v daném rozmezí, takže zvolené rozměry potrubí jsou vyhovující.

7.1.12 Návrh vstupního potrubí NE

Stanovení měrného objemu dle parních tabulek XSTEAM:

$$v_{15} = f(t_{15}, p_{15}) = 0,001\,020\, \text{m}^3/\text{kg}$$

Návrh vnitřního průměru potrubí – vzorec (7-1):

$$d_{NE}^{IN} = \sqrt{\frac{4 \cdot M_{NP} \cdot v_{15}}{\pi \cdot w_V}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,06 \cdot 0,001020}{\pi \cdot 1}} = 0,052\, \text{m}$$

Volba vstupního potrubí dle tabulky vyráběných rozměrů:

$$D_{NE}^{IN} = 63,5\, \text{mm}$$

$$t_{NE}^{IN} = 8\, \text{mm}$$

$$d_{NE}^{IN} = D_{NE}^{IN} - 2 \cdot t_{NE}^{IN} = 63,5 - 2 \cdot 8 = 47,5\, \text{mm}$$

Kontrola rychlosti proudění:

$$w_V = \frac{4 \cdot M_{NP} \cdot v_{15}}{\pi \cdot (d_{NE}^{IN})^2} = \frac{4 \cdot 2,06 \cdot 0,001020}{\pi \cdot 0,0475^2} = 1,19\, \text{m/s}$$

Rychlost proudění je v daném rozmezí, takže zvolené rozměry potrubí jsou vyhovující.

7.2 Návrh zavodňovacích potrubí

7.2.1 Postup návrhu zavodňovacích potrubí

Lze je vypočítat dle literatury [2], je třeba nejprve určit průtočný průřez všech varných trubek S_{OZ} a poměr průřezu všech zavodňovacích a varných trubek S_{OZ}/S_{OS} dle vzorců:

Průtočný průřez všech varných trubek:

$$S_{OS} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{TR} \cdot n_{RAD} [m^2], \quad (7-2)$$

kde $d [m]$ – vnitřní průměr potrubí výparníku dané tlakové části kotle,

$n_{TR} [-]$ – počet trubek v jedné podélné řadě výparníku dané tlakové části kotle,

$n_{RAD} [-]$ – počet podélných řad výparníku dané tlakové části kotle.

Poměr průřezů všech zavodňovacích a varných trubek (empirický vzorec):

$$\frac{S_{OZ}}{S_{OS}} = 0,06 + 0,016 \cdot p_B + 0,005 \cdot h_P [-], \quad (7-3)$$

kde $S_{OZ} [m^2]$ – průtočný průřez všech zavodňovacích trubek,

$p_B [MPa]$ – tlak v bubnu, volený jako tlak ve výparníku dané tlakové části kotle,

$h_P [m]$ – přibližná výška oběhového okruhu, vypočítá se jako $h_P = l + 3$.

Ze vzorců (7-2) a (7-3) se určí průtočný průřez všech zavodňovacích trubek S_{OZ} . Zvolí se počet zavodňovacích trubek n_Z a dopočítá se návrh vnitřního průměru d_Z úpravou vzorce:

Průtočný průřez všech zavodňovacích trubek:

$$S_{OZ} = \frac{\pi \cdot d_Z^2}{4} \cdot n_Z [m^2] \quad (7-4)$$

Dle tohoto výpočtu se navrhne z tabulky vyráběných rozměrů vnější průměr zavodňovací trubky D_Z a její tloušťka t_Z . Vnitřní průměr d_Z se dopočítá.

7.2.2 Návrh zavodňovacích potrubí vysokotlaké části kotle

Nejprve vypočítáme průtočný průřez všech varných trubek S_{OS} dle vzorce (7-2), ve kterém budou použity hodnoty vysokotlakého výparníku:

$$S_{OS} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{TR} \cdot n_{RAD} = \frac{\pi \cdot 0,049^2}{4} \cdot 38 \cdot 12 = 0,860 m^2$$

Výška oběhového okruhu je určena jako $h_P = l + 3 = 11,7 + 3 = 14,7 m$ a tlak v bubnu je stejný jako tlak ve vysokotlakém výparníku $p_{VB} = p_{VV} = p_4 = p_5 = 6 MPa$.

Průtočný průřez všech zavodňovacích trubek – ze vzorců (7-2) a (7-3):

$$S_{OZ} = \frac{S_{OZ}}{S_{OS}} \cdot S_{OS} = (0,06 + 0,016 \cdot 6 + 0,005 \cdot 14,7) \cdot 0,86 = 0,197 \text{ m}^2$$

Volí se počet zavodňovacích trubek $n_{VZ} = 2$.

Návrh vnitřního průměru – úpravou vzorce (7-4):

$$d_Z = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{OZ}}{\pi \cdot n_Z}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,197}{\pi \cdot 2}} = 0,354 \text{ m}$$

Volba zavodňovacích trubek dle tabulky vyráběných rozměrů:

$$D_{VZ} = 406,4 \text{ mm}$$

$$t_{VZ} = 22,2 \text{ mm}$$

$$d_{VZ} = D_Z - 2 \cdot t_Z = 406,4 - 2 \cdot 22,2 = 362 \text{ mm}$$

7.2.3 Návrh zavodňovacích potrubí nízkotlaké části kotle

Nejprve vypočítáme průtočný průřez všech varných trubek S_{OS} dle vzorce (7-2), ve kterém budou použity hodnoty nízkotlakého výparníku:

$$S_{OS} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{TR} \cdot n_{RAD} = \frac{\pi \cdot 0,0506^2}{4} \cdot 38 \cdot 8 = 0,611 \text{ m}^2$$

Výška oběhového okruhu je určena jako $h_p = l + 3 = 11,7 + 3 = 14,7 \text{ m}$ a tlak v bubnu je stejný jako tlak v nízkotlakém výparníku $p_{NB} = p_{NV} = p_{12} = p_{13} = 0,6 \text{ MPa}$.

Průtočný průřez všech zavodňovacích trubek – ze vzorců (7-2) a (7-3):

$$S_{OZ} = \frac{S_{OZ}}{S_{OS}} \cdot S_{OS} = (0,06 + 0,016 \cdot 0,6 + 0,005 \cdot 14,7) \cdot 0,611 = 0,087 \text{ m}^2$$

Volí se počet zavodňovacích trubek $n_{NZ} = 2$.

Návrh vnitřního průměru – úpravou vzorce (7-4):

$$d_Z = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{OZ}}{\pi \cdot n_Z}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,087}{\pi \cdot 2}} = 0,236 \text{ m}$$

Volba zavodňovacích trubek dle tabulky vyráběných rozměrů:

$$D_{NZ} = 273 \text{ mm}$$

$$t_{NZ} = 17,5 \text{ mm}$$

$$d_{NZ} = D_{NZ} - 2 \cdot t_{NZ} = 273 - 2 \cdot 17,5 = 238 \text{ mm}$$

7.3 Návrh převáděcích potrubí

7.3.1 Postup návrhu převáděcích potrubí

Podobně jako u předchozí kapitoly se vypočítají dle literatury [2], je třeba nejprve určit poměr průřezu všech převáděcích a varných trubek S_{OP}/S_{OS} dle vzorců:

Poměr průřezů všech převáděcích a varných trubek (empirický vzorec):

$$\frac{S_P}{S_{OS}} = 0,1 + 0,01 \cdot p_B + 0,01 \cdot h_P [-], \quad (7-5)$$

kde $S_P [m^2]$ – průtočný průřez všech převáděcích trubek.

Ze vzorce (7-5) se určí průtočný průřez všech převáděcích trubek S_P . Zvolí se počet převáděcích trubek n_P a dopočítá se návrh vnitřního průměru d_P úpravou vzorce:

Průtočný průřez všech převáděcích trubek:

$$S_P = \frac{\pi \cdot d_P^2}{4} \cdot n_P [m^2] \quad (7-6)$$

Dle tohoto výpočtu se navrhne z tabulky vyráběných rozměrů vnější průměr převáděcí trubky D_P a její tloušťka t_P . Skutečný vnitřní průměr d_P se dopočítá.

7.3.2 Návrh převáděcích potrubí vysokotlaké části kotle

Výpočet průřezu všech převáděcích potrubí úpravou vzorce (7-5) s použitím parametrů pro vysokotlakou část:

$$S_P = (0,1 + 0,01 \cdot (p_{VB} + h_P)) \cdot S_{OS} = (0,1 + 0,01 \cdot (6 + 14,7)) \cdot 0,86 = 0,264 m^2$$

Volí se počet převáděcích trubek $n_{VP} = 14$.

Návrh vnitřního průměru – úpravou vzorce (7-6):

$$d_P = \sqrt{\frac{4 \cdot S_P}{\pi \cdot n_P}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,264}{\pi \cdot 14}} = 0,155 m$$

Volba převáděcích trubek dle tabulky vyráběných rozměrů:

$$D_{VP} = 168,3 mm$$

$$t_{VP} = 7,1 mm$$

$$d_{VP} = D_P - 2 \cdot t_P = 168,3 - 2 \cdot 10 = 154,1 mm$$

7.3.3 *Návrh převáděcích potrubí nízkotlaké části kotle*

Výpočet průřezu všech převáděcích potrubí úpravou vzorce (7-5) s použitím parametrů pro nízkotlakou část:

$$S_P = (0,1 + 0,01 \cdot (p_{NB} + h_P)) \cdot S_{OS} = (0,1 + 0,01 \cdot (0,6 + 14,7)) \cdot 0,611 = 0,155 \text{ m}^2$$

Volí se počet převáděcích trubek $n_{NP} = 12$.

Návrh vnitřního průměru – úpravou vzorce (7-6):

$$d_P = \sqrt{\frac{4 \cdot S_P}{\pi \cdot n_P}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,155}{\pi \cdot 12}} = 0,128 \text{ m}$$

Volba převáděcích trubek dle tabulky vyráběných rozměrů:

$$D_{NP} = 139,7 \text{ mm}$$

$$t_{NP} = 6,3 \text{ mm}$$

$$d_{NP} = D_P - 2 \cdot t_P = 139,7 - 2 \cdot 7,1 = 127,1 \text{ mm}$$

7.4 *Přehled vypočtených rozměrů potrubí*

Tab. 7-1 Rozměry vstupních, výstupních, zavodňovacích a převáděcích potrubí

| Výhřevná plocha | Vnější průměr D | Tloušťka stěny t | Vnitřní průměr d |
|--------------------------|-------------------|--------------------|--------------------|
| VP2 out | 193,7 mm | 10 mm | 173,7 mm |
| VP1 out – VP2 out | 193,7 mm | 10 mm | 173,7 mm |
| VP1 in | 152,4 mm | 10 mm | 132,4 mm |
| VE3 out | 133 mm | 10 mm | 113 mm |
| VE2 out – VE3 in | 133 mm | 10 mm | 113 mm |
| VE1 out – VE2 in | 133 mm | 10 mm | 113 mm |
| VE1 in | 133 mm | 10 mm | 113 mm |
| NP out | 244,5 mm | 8 mm | 228,5 mm |
| NP in | 193,7 mm | 8 mm | 177,7 mm |
| NE out | 63,5 mm | 8 mm | 47,5 mm |
| NE in | 63,5 mm | 8 mm | 47,5 mm |
| Zavodňovací – V | 406,4 mm | 22,2 mm | 362 mm |
| Zavodňovací – N | 273 mm | 17,5 mm | 238 mm |
| Převáděcí – V | 168,3 mm | 7,1 mm | 154,1 mm |
| Převáděcí – N | 139,7 mm | 6,3 mm | 127,1 mm |

8 Návrh bubnů

8.1 Postup návrhu bubnů

Vnější průměr bubnu D_B se volí na základě konzultací v rozmezí 1000 až 1600 mm a tloušťka stěny bubnu se volí jednotná pro obě tlakové části kotle $t_B = 40 \text{ mm}$. Vnitřní průměr bubnu d_B se dopočítává. Délka bubnu l_B je rovna šířce spalínového kanálu $\check{s} = 3,9 \text{ m}$. Pro navržené rozměry se provádí kontrola zatížení bubnu pomocí vzorců:

Objem kotlové vody v bubnu (polovina objemu bubnu):

$$V_B = \frac{\pi \cdot d_B^2}{4} \cdot \frac{l_B}{2} [\text{m}^3] \quad (8-1)$$

Zatížení bubnu:

$$z_B = \frac{M_P}{V_B} [\text{kg/s/m}^3], \quad (8-2)$$

kde $M_P [\text{kg/s/m}^3]$ – výkon (množství páry) dané tlakové části kotle.

Vypočítané zatížení bubnu musí být menší než běžné zatížení bubnu $z_B^{\text{BĚŽNÉ}}$, které je zjištěno interpolací z tabulky pro daný tlak bubnu p_B .

8.2 Návrh bubnu vysokotlaké části kotle

Na základě konzultací a vzhledem k výkonu vysokotlaké části kotle $M_{VP} = 11,14 \text{ kg/s}$ jsou voleny tyto hodnoty:

$$D_{VB} = 1\,400 \text{ mm}$$

$$t_{VB} = 40 \text{ mm}$$

$$d_{VB} = D_{VB} - 2 \cdot t_{VB} = 1400 - 2 \cdot 40 = 1\,320 \text{ mm}$$

$$l_{VB} = \check{s} = 3,9 \text{ m}$$

Objem kotlové vody v bubnu se vypočítá dle vzorce (8-1):

$$V_{VB} = \frac{\pi \cdot d_{VB}^2}{4} \cdot \frac{l_{VB}}{2} = \frac{\pi \cdot 1,32^2}{4} \cdot \frac{3,9}{2} = 2,669 \text{ m}^3$$

Zatížení bubnu – vzorec (8-2):

$$z_{VB} = \frac{M_{VP}}{V_{VB}} = \frac{11,14}{2,669} = 4,17 \text{ kg/s/m}^3$$

Běžné zatížení vysokotlakého bubnu $z_{VB}^{BĚŽNÉ}$ určené interpolací z tabulky pro daný tlak vysokotlakého bubnu $p_{VB} = p_{VV} = p_4 = p_5 = 6 \text{ MPa}$:

$$z_{VB}^{BĚŽNÉ} = 6,45 \text{ kg/s/m}^3$$

Navržený buben tedy vyhovuje, protože vypočítané zatížení je menší než běžné zatížení.

$$z_{VB} = 4,17 \text{ kg/s/m}^3 < z_{VB}^{BĚŽNÉ} = 6,45 \text{ kg/s/m}^3$$

8.3 Návrh bubnu nízkotlaké části kotle

Na základě konzultací a vzhledem k výkonu nízkotlaké části kotle $M_{NP} = 2,06 \text{ kg/s}$ jsou voleny tyto hodnoty:

$$D_{NB} = 1\,000 \text{ mm}$$

$$t_{NB} = 40 \text{ mm}$$

$$d_{NB} = D_{NB} - 2 \cdot t_{NB} = 1000 - 2 \cdot 40 = 920 \text{ mm}$$

$$l_{NB} = \xi = 3,9 \text{ m}$$

Objem kotlové vody v bubnu se vypočítá dle vzorce (8-1):

$$V_{NB} = \frac{\pi \cdot d_{NB}^2}{4} \cdot \frac{l_{NB}}{2} = \frac{\pi \cdot 0,92^2}{4} \cdot \frac{3,9}{2} = 1,296 \text{ m}^3$$

Zatížení bubnu – vzorec (8-2):

$$z_{NB} = \frac{M_{NP}}{V_{NB}} = \frac{2,06}{1,296} = 1,59 \text{ kg/s/m}^3$$

Běžné zatížení nízkotlakého bubnu $z_{NB}^{BĚŽNÉ}$ určené interpolací z tabulky pro daný tlak nízkotlakého bubnu $p_{NB} = p_{NV} = p_{12} = p_{13} = 0,6 \text{ MPa}$:

$$z_{NB}^{BĚŽNÉ} = 1,91 \text{ kg/s/m}^3$$

Navržený buben tedy vyhovuje, protože vypočítané zatížení je menší než běžné zatížení.

$$z_{NB} = 1,59 \text{ kg/s/m}^3 < z_{NB}^{BĚŽNÉ} = 1,91 \text{ kg/s/m}^3$$

9 Tahová ztráta kotle

K zadaným parametrům byla navíc stanovena maximální dovolená tahová ztráta kotle $\Delta p_C^{DOV} = 1\,200\text{ Pa}$, která musí být větší než celková vypočítaná tahová ztráta kotle Δp_C .

9.1 Postup výpočtu tahové ztráty kotle

Tahová ztráta kotle Δp_C je stanovena součtem tlakových ztrát jednotlivých výhřevných ploch a tlakové ztráty v komíně. Postupuje se výhradně dle literatury [2]:

Tlaková ztráta svazku trubek výhřevné plochy

$$\Delta p_Z = \xi \cdot \frac{w_{SP}^2}{2} \cdot \rho_{SP} [\text{Pa}], \quad (9-1)$$

kde $\xi [-]$ – součinitel tlakové ztráty pro svazek žebrovaných trubek při kolmém proudění,
 $w_{SP} [\text{m/s}]$ – rychlost proudění spalin v dané výhřevné ploše,
 $\rho_{SP} [\text{kg/m}^3]$ – hustota spalin $\rho_{SP} = 1,270\,8\text{ kg/m}^3$.

Součinitel tlakové ztráty pro svazek žebrovaných trubek při kolmém proudění

$$\xi = k_0 \cdot n_{RAD} \cdot \left(\frac{h_z}{D}\right)^{k_1} \cdot \left(\frac{S_z}{D}\right)^{-k_2} \cdot Re_S^{-k_3} [-], \quad (9-2)$$

kde $k_0[-]$, $k_1[-]$, $k_2[-]$, $k_3[-]$ – součinitele závislé na uspořádání trubek; vystřídání uspořádání: $k_0 = 2,7$, $k_1 = 0,45$, $k_2 = 0,72$, $k_3 = 0,24$ – voleno dle literatury [2]
 $Re_S [-]$ – Reynoldsovo číslo vztažené na střední teplotu povrchu stěny.

Reynoldsovo číslo

$$Re_S = \frac{w_{SP} \cdot d_e}{\nu_S} [-], \quad (9-3)$$

kde $\nu_S [\text{m}^2/\text{s}]$ – součinitel kinematické viskozity spalin vztažený na střední teplotu stěny,
 $d_e [\text{m}]$ – ekvivalentní průměr.

Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot S_K}{O_K} [\text{m}], \quad (9-4)$$

kde $S_K [\text{m}^2]$ – průtočná plocha kotle $S_K = \check{s} \cdot l = 3,9 \cdot 11,7 = 45,63\text{ m}^2$,
 $O_K [\text{m}]$ – obvod průtočné plochy kotle $O_K = 2 \cdot (\check{s} + l) = 2 \cdot (3,9 + 11,7) = 31,2\text{ m}$.

Ekvivalentní průměr je pro všechny výhřevné plochy jednotný:

$$d_e = \frac{4 \cdot S_K}{O_K} = \frac{4 \cdot 45,63}{31,2} = 5,85\text{ m}$$

Střední teplota povrchu stěny

$$t_Z = t_M + \Delta t_Z [^{\circ}\text{C}], \quad (9-5)$$

kde $t_M [^{\circ}\text{C}]$ – střední teplota chladicího média dané teplosměnné plochy,

$\Delta t_Z [^{\circ}\text{C}]$ – přírůstek teploty, při spalování plynu $\Delta t_Z = 25^{\circ}\text{C}$ (určena dle lit. [1]).

Hodnoty vypočtených parametrů pro jednotlivé výhřevné plochy potřebné pro určení tahové ztráty kotle jsou vypočítány dle těchto vzorců a uvedeny v *tab. 9-1*:

Tab. 9-1 Parametry jednotlivých výhřevných ploch pro zjištění tlakové ztráty

| | Střední teplota povrchu stěny $t_Z [^{\circ}\text{C}]$ | Součinitel kinematické viskozity spalín $\nu_s [m^2/s]$ | Reynoldsovo číslo Re_s vztažené na t_Z |
|------------|--|---|--|
| VP2 | 445,415 | $6,693 \cdot 10^{-5}$ | $8,689 \cdot 10^5$ |
| VP1 | 377,260 | $5,654 \cdot 10^{-5}$ | $9,677 \cdot 10^5$ |
| VV | 300,590 | $4,550 \cdot 10^{-5}$ | $1,255 \cdot 10^6$ |
| VE3 | 265,295 | $4,087 \cdot 10^{-5}$ | $1,002 \cdot 10^6$ |
| NP | 224,415 | $3,551 \cdot 10^{-5}$ | $1,142 \cdot 10^6$ |
| VE2 | 197,500 | $3,204 \cdot 10^{-5}$ | $1,208 \cdot 10^6$ |
| NV | 183,830 | $3,055 \cdot 10^{-5}$ | $1,332 \cdot 10^6$ |
| NE | 134,415 | $2,516 \cdot 10^{-5}$ | $1,247 \cdot 10^6$ |
| VE1 | 125,000 | $2,413 \cdot 10^{-5}$ | $1,327 \cdot 10^6$ |

9.1.1 Postup výpočtu ztráty v komíně

Komín se navrhuje tak, aby rychlost na výstupu z komína byla cca 20 m/s . Výstupní průměr komína se vypočítá ze *vzorce* (3-3). Dle tohoto průměru se navrhne střední průměr komína, z něhož se vypočítá střední rychlost proudění spalín v komíně. Tlaková ztráta se vypočítá:

Tlaková ztráta v komíně

$$\Delta p_K = \Delta p_{TK} + \Delta p_{MK} - \Delta p_{VK} [\text{Pa}], \quad (9-6)$$

kde $\Delta p_{TK} [\text{Pa}]$ – tlaková ztráta třením v komíně,

$\Delta p_{MK} [\text{Pa}]$ – místní tlakové ztráty v komíně,

$\Delta p_{VK} [\text{Pa}]$ – vztlak komína.

Tlaková ztráta třením v komíně

$$\Delta p_{TK} = \lambda_K \cdot \frac{H_K}{d_K} \cdot \frac{w_K^2}{2} \cdot \rho_{SP} [\text{Pa}], \quad (9-7)$$

kde $\lambda_K [-]$ – součinitel tření v komíně, pro cihlový komín $\lambda_K = 0,04 \text{ W/m/K}$,

H_K [m] – výška komína, je volena $H_K = 25$ m,

d_K [m] – střední průměr komína,

w_K [m/s] – střední rychlost proudění spalin v komíně.

Místní tlakové ztráty v komíně

$$\Delta p_{MK} = (\xi_{IN} + \xi_{OUT}) \cdot \frac{w_K^2}{2} \cdot \rho_{SP} \text{ [Pa]}, \quad (9-8)$$

kde ξ_{IN} [–], ξ_{OUT} [–] – místní ztráta vstupem a výstupem z komína, $\xi_{IN} = \xi_{OUT} = 1$.

Vztlak komína

$$\Delta p_{VK} = H_K \cdot \left(\rho_V - \rho_{SP} \cdot \frac{273,15}{273,15 + \Delta t_S} \right) \cdot g \text{ [Pa]}, \quad (9-9)$$

kde ρ_V [kg/m³] – hustota atmosférického vzduchu, voleno $\rho_V = 1,275$ kg/m³,

Δt_S [°C] – střední teplota spalin, pro komín voleno $t_S = T_j^{SKUT} = 128,35$ °C,

g [m²/s] – gravitační zrychlení, $g = 9,81$ m²/s.

9.2 Tlakové ztráty v jednotlivých výhřevných plochách

9.2.1 Tlaková ztráta ve VP2

Součinitel tlakové ztráty se vypočítá podle vzorce (9-2):

$$\xi = k_0 \cdot n_{RAD} \cdot \left(\frac{h_z}{D} \right)^{k_1} \cdot \left(\frac{S_z}{D} \right)^{-k_2} \cdot Re_S^{-k_3} = 2,7 \cdot 2 \cdot \left(\frac{15}{38} \right)^{0,45} \cdot \left(\frac{5}{38} \right)^{-0,72} \cdot (8,689 \cdot 10^5)^{-0,24}$$

$$\xi = 0,575$$

Tlaková ztráta ve VP2 – vzorec (9-1):

$$\Delta p_{VP2} = \xi \cdot \frac{w_{SP}^2}{2} \cdot \rho_{SP} = 0,575 \cdot \frac{9,94^2}{2} \cdot 1,2708 = 36,101 \text{ Pa}$$

9.2.2 Tlaková ztráta ve VP1

Součinitel tlakové ztráty se vypočítá podle vzorce (9-2):

$$\xi = k_0 \cdot n_{RAD} \cdot \left(\frac{h_z}{D} \right)^{k_1} \cdot \left(\frac{S_z}{D} \right)^{-k_2} \cdot Re_S^{-k_3} = 2,7 \cdot 3 \cdot \left(\frac{13}{38} \right)^{0,45} \cdot \left(\frac{4,76}{38} \right)^{-0,72} \cdot (9,677 \cdot 10^5)^{-0,24}$$

$$\xi = 0,816$$

Tlaková ztráta ve VP1 – vzorec (9-1):

$$\Delta p_{VP1} = \xi \cdot \frac{w_{SP}^2}{2} \cdot \rho_{SP} = 0,816 \cdot \frac{9,35^2}{2} \cdot 1,2708 = 45,362 \text{ Pa}$$

9.2.3 Tlaková ztráta ve VV

Součinitel tlakové ztráty se vypočítá podle vzorce (9-2):

$$\xi = k_0 \cdot n_{RAD} \cdot \left(\frac{h_z}{D}\right)^{k_1} \cdot \left(\frac{s_z}{D}\right)^{-k_2} \cdot Re_S^{-k_3} = 2,7 \cdot 12 \cdot \left(\frac{18}{57}\right)^{0,45} \left(\frac{4}{57}\right)^{-0,72} \cdot (1,255 \cdot 10^6)^{-0,24}$$

$$\xi = 4,491$$

Tlaková ztráta ve VV – vzorec (9-1):

$$\Delta p_{VV} = \xi \cdot \frac{w_{SP}^2}{2} \cdot \rho_{SP} = 4,491 \cdot \frac{9,76^2}{2} \cdot 1,2708 = 271,685 \text{ Pa}$$

9.2.4 Tlaková ztráta ve VE3

Součinitel tlakové ztráty se vypočítá podle vzorce (9-2):

$$\xi = k_0 \cdot n_{RAD} \cdot \left(\frac{h_z}{D}\right)^{k_1} \cdot \left(\frac{s_z}{D}\right)^{-k_2} \cdot Re_S^{-k_3} = 2,7 \cdot 6 \cdot \left(\frac{15}{33,7}\right)^{0,45} \left(\frac{4,55}{33,7}\right)^{-0,72} (1,002 \cdot 10^6)^{-0,24}$$

$$\xi = 1,728$$

Tlaková ztráta ve VE3 – vzorec (9-1):

$$\Delta p_{VE3} = \xi \cdot \frac{w_{SP}^2}{2} \cdot \rho_{SP} = 1,728 \cdot \frac{7,00^2}{2} \cdot 1,2708 = 53,829 \text{ Pa}$$

9.2.5 Tlaková ztráta v NP

Součinitel tlakové ztráty se vypočítá podle vzorce (9-2):

$$\xi = k_0 \cdot n_{RAD} \cdot \left(\frac{h_z}{D}\right)^{k_1} \cdot \left(\frac{s_z}{D}\right)^{-k_2} \cdot Re_S^{-k_3} = 2,7 \cdot 1 \cdot \left(\frac{15}{33,7}\right)^{0,45} \left(\frac{4}{33,7}\right)^{-0,72} (1,142 \cdot 10^6)^{-0,24}$$

$$\xi = 0,306$$

Tlaková ztráta v NP – vzorec (9-1):

$$\Delta p_{NP} = \xi \cdot \frac{w_{SP}^2}{2} \cdot \rho_{SP} = 0,306 \cdot \frac{6,93^2}{2} \cdot 1,2708 = 9,349 \text{ Pa}$$

9.2.6 Tlaková ztráta ve VE2

Součinitel tlakové ztráty se vypočítá podle vzorce (9-2):

$$\xi = k_0 \cdot n_{RAD} \cdot \left(\frac{h_z}{D}\right)^{k_1} \cdot \left(\frac{s_z}{D}\right)^{-k_2} \cdot Re_S^{-k_3} = 2,7 \cdot 3 \cdot \left(\frac{15}{33,7}\right)^{0,45} \left(\frac{4,17}{33,7}\right)^{-0,72} (1,208 \cdot 10^6)^{-0,24}$$

$$\xi = 0,879$$

Tlaková ztráta ve VE2 – vzorec (9-1):

$$\Delta p_{VE2} = \xi \cdot \frac{w_{SP}^2}{2} \cdot \rho_{SP} = 0,879 \cdot \frac{6,62^2}{2} \cdot 1,2708 = 24,483 \text{ Pa}$$

9.2.7 Tlaková ztráta v NV

Součinitel tlakové ztráty se vypočítá podle vzorce (9–2):

$$\xi = k_0 \cdot n_{\text{RAD}} \cdot \left(\frac{h_z}{D}\right)^{k_1} \cdot \left(\frac{S_z}{D}\right)^{-k_2} \cdot Re_S^{-k_3} = 2,7 \cdot 8 \cdot \left(\frac{19}{57}\right)^{0,45} \left(\frac{4,55}{57}\right)^{-0,72} (1,332 \cdot 10^6)^{-0,24}$$

$$\xi = 2,758$$

Tlaková ztráta v NV – vzorec (9–1):

$$\Delta p_{NV} = \xi \cdot \frac{w_{SP}^2}{2} \cdot \rho_{SP} = 2,758 \cdot \frac{6,96^2}{2} \cdot 1,2708 = 84,844 \text{ Pa}$$

9.2.8 Tlaková ztráta v NE

Součinitel tlakové ztráty se vypočítá podle vzorce (9–2):

$$\xi = k_0 \cdot n_{\text{RAD}} \cdot \left(\frac{h_z}{D}\right)^{k_1} \cdot \left(\frac{S_z}{D}\right)^{-k_2} \cdot Re_S^{-k_3} = 2,7 \cdot 1 \cdot \left(\frac{15}{31,8}\right)^{0,45} \left(\frac{4,35}{31,8}\right)^{-0,72} (1,247 \cdot 10^6)^{-0,24}$$

$$\xi = 0,278$$

Tlaková ztráta v NE – vzorec (9–1):

$$\Delta p_{NE} = \xi \cdot \frac{w_{SP}^2}{2} \cdot \rho_{SP} = 0,28 \cdot \frac{5,36^2}{2} \cdot 1,2708 = 5,078 \text{ Pa}$$

9.2.9 Tlaková ztráta ve VE1

Součinitel tlakové ztráty se vypočítá podle vzorce (9–2):

$$\xi = k_0 \cdot n_{\text{RAD}} \cdot \left(\frac{h_z}{D}\right)^{k_1} \cdot \left(\frac{S_z}{D}\right)^{-k_2} \cdot Re_S^{-k_3} = 2,7 \cdot 4 \cdot \left(\frac{15}{33,7}\right)^{0,45} \left(\frac{4,17}{33,7}\right)^{-0,72} (1,327 \cdot 10^6)^{-0,24}$$

$$\xi = 1,146$$

Tlaková ztráta ve VE1 – vzorec (9–1):

$$\Delta p_Z = \xi \cdot \frac{w_{SP}^2}{2} \cdot \rho_{SP} = 1,146 \cdot \frac{5,48^2}{2} \cdot 1,2708 = 21,842 \text{ Pa}$$

9.3 Tlaková ztráta komína

9.3.1 Návrh komína

Pro návrh rozměrů komína je třeba určit skutečný objemový průtok spalin v komíně:

$$M_K^{SKUT} = M_{SP} \cdot \frac{T_J + 273,15}{273,15} = 70,82 \cdot \frac{128,35 + 273,15}{273,15} = 104,097 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Rychlost na výstupu z komína je volena $w_{K-OUT} = 20 \text{ m/s}$.

Vypočítá se výstupní průměr:

$$d_{K-OUT} = \sqrt{\frac{4 \cdot M_K^{SKUT}}{\pi \cdot w_{K-OUT}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 104,097}{\pi \cdot 20}} = 2,574 \text{ m}$$

Je navržen střední průměr komína $d_K = 3,5 \text{ m}$.

Počítá se střední rychlost spalin v komíně:

$$w_K = \frac{4 \cdot M_K^{SKUT}}{\pi \cdot d_K^2} = \frac{4 \cdot 104,097}{\pi \cdot 3,5^2} = 10,82 \text{ m/s}$$

9.3.2 Ztráta třením v komíně

$$\Delta p_{TK} = \lambda_K \cdot \frac{H_K}{d_K} \cdot \frac{w_K^2}{2} \cdot \rho_{SP} = 0,04 \cdot \frac{25}{3,5} \cdot \frac{10,82^2}{2} \cdot 1,2708 = 21,254 \text{ Pa}$$

9.3.3 Místní tlakové ztráty v komíně

$$\Delta p_{MK} = (\xi_{IN} + \xi_{OUT}) \cdot \frac{w_K^2}{2} \cdot \rho_{SP} = (1 + 1) \cdot \frac{10,82^2}{2} \cdot 1,2708 = 148,776 \text{ Pa}$$

9.3.4 Vztlak komína

$$\Delta p_{VK} = H_K \left(\rho_V - \rho_{SP} \cdot \frac{273}{273 + \Delta t_S} \right) \cdot g = 25 \cdot \left(1,275 - 1,2708 \cdot \frac{273,15}{273,15 + 128,35} \right) \cdot 9,81$$

$$\Delta p_{VK} = 100,662 \text{ Pa}$$

9.3.5 Celková tlaková ztráta komína

$$\Delta p_K = \Delta p_{TK} + \Delta p_{MK} - \Delta p_{VK} = 21,254 + 148,776 - 100,662 = 69,368 \text{ Pa}$$

9.4 Celková tahová ztráta

Celková tahová ztráta kotle Δp_C je dána součtem tlakových ztrát jednotlivých výhřevných ploch a tlakové ztráty v komíně. V komíně ale musí být umístěn tlumič hluku, který má tlakovou ztrátu $\Delta p_{TH} = 300 \text{ Pa}$. Tu je nutnou mezi celkové ztráty ještě zahrnout.

$$\begin{aligned} \Delta p_C &= \Delta p_{VP2} + \Delta p_{VP1} + \Delta p_{VV} + \Delta p_{VE3} + \Delta p_{NP} + \Delta p_{VE2} + \Delta p_{NV} + \Delta p_{NE} + \Delta p_{VE1} + \Delta p_K \\ &\quad + \Delta p_{TH} = 36,101 + 45,362 + 271,685 + 53,829 + 9,349 + 24,483 + 84,844 + 5,078 \\ &\quad + 21,842 + 69,368 + 300 \end{aligned}$$

$$\Delta p_C = 922 \text{ Pa}$$

Celková tahová ztráta je tedy menší než maximální dovolená ztráta, a kotel tedy vyhovuje.

$$\Delta p_C = 922 \text{ Pa} < \Delta p_C^{DOV} = 1\,200 \text{ Pa}$$

Závěr

Cílem diplomové práce byl návrh dvoutlakého horizontálního kotle na odpadní teplo za plynovou turbínu dle zadání, včetně dimenzování výhřevných ploch. Prvním krokem k úspěšnému výpočtu bylo provedení tepelného výpočtu, z něhož vyplynuly důležité hodnoty: poměrná ztráta sáláním $z_s = 0,345 \%$, výkon vysokotlaké části kotle $M_{VP} = 11,14 \text{ kg/s}$, výkon nízkotlaké části kotle $M_{NP} = 2,06 \text{ kg/s}$ a předběžně vypočítaná předaná tepla ve všech teplosměnných plochách.

V další kapitole byly navrženy rozměry spalínového kanálu podle první teplosměnné plochy kotle, vysokotlakého přehříváku VP2, a sice výpočtová šířka $\bar{s} = 3,9 \text{ m}$ a výška spalínového kanálu $l = 11,7 \text{ m}$. Spalínový kanál byl pro převoz příliš široký, bylo tedy nutné jej rozdělit na dvě poloviny a ve středu kanálu rozšířit. Skutečná šířka se tedy zvýšila na $4,1 \text{ m}$ a nově vzniklý prostor ve středu kanálu byl vyplněn izolací. Pro výpočet se tedy šířka nezměnila.

Z těchto navržených rozměrů se vypočítaly i zbylé teplosměnné plochy, určila se veškerá předaná tepla. Teplota spalin na výstupu z kotle byla určena výpočtem $T_j^{SKUT} = 128,35 \text{ }^\circ\text{C}$, od předběžného výpočtu se odchýlila pouze o $0,29 \text{ }^\circ\text{C}$. Vstřík napájecí vody (pro regulaci výstupní teploty vysokotlaké páry) byl umístěn mezi jednotlivé přehříváky VP2 a VP1.

Dále byl navržen skutečný pilový diagram a materiály, ze kterých bude kotel vyroben. V následující kapitole byly vypočítány rozměry ostatních potrubí (vstupních, výstupních a převáděcích a zavodňovacích potrubí v obou výparnících). Zavodňovací potrubí byla navržena o průměrech, pro vysokotlaký výparník $D_{VZ} = 406,4 \text{ mm}$ a pro nízkotlaký výparník $D_{NZ} = 273 \text{ mm}$, přičemž pro oba tlakové okruhy byly navrženy dvě zavodňovací trubky.

Posléze byly navrženy bubny a byla provedena kontrola jejich zatížení. Vysokotlaký buben byl navržen o vnějším průměru $D_{VB} = 1\,400 \text{ mm}$ a nízkotlaký o průměru $D_{NB} = 1\,000 \text{ mm}$. Zatížení obou bubnů bylo vypočteno pro vysokotlaký buben o třetinu menší než je povolené běžné zatížení, respektive u nízkotlakého bubnu o pětinu menší. Bubny tedy mohly být označeny jako vyhovující a kontrola tedy proběhla úspěšně.

V poslední části diplomové práce byla počítána tahová ztráta kotle, ze ztrát jednotlivých výhřevných ploch a ztrát v komíně. Byla stanovena maximální dovolená tahová ztráta kotle $\Delta p_C^{DOV} = 1\,200 \text{ Pa}$ a tuto ztrátu bylo nutné dodržet. Celková tahová ztráta kotle byla určena výpočtem: $\Delta p_C = 922 \text{ Pa}$. Maximální dovolená tahová ztráta tedy byla dodržena a kotel je tedy z hlediska tahových ztrát vyhovující. V příloze diplomové práce je zobrazen výkres kotle včetně jednotlivých výhřevných ploch.

Seznam použitých zdrojů a literatury

- [1] BUDAJ, Florian. *Parní kotle: Podklady pro tepelný výpočet*. 4. přepr. vyd. Brno: VUT Brno, 1992, 200 s. ISBN 80-214-0426-4.
- [2] ČERNÝ, Václav, JANEBA, Břetislav a TEYSSLER, Jiří. *Parní kotle*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1983. 864 s.
- [3] DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. 3. vyd. Praha: ČVUT, 2007, 212 s. ISBN 978-80-01-03757-7.

Seznam použitých tabulek

| | |
|--|-----|
| Tab. 2-1 Hodnoty volené pro tepelný výpočet | 18 |
| Tab. 2-2 Entalpie složek spalín (zdroj: [1] – upraveno) | 22 |
| Tab. 2-3 Přehled důležitých vypočtených hodnot z tepelného výpočtu | 27 |
| Tab. 3-1 Rozměry žebrovaných trubek VP2 | 29 |
| Tab. 3-2 Vypočtené hodnoty VP2 a základní rozměry spalínového kanálu | 31 |
| Tab. 4-1 Přehled vypočtených hodnot ve VP2 | 40 |
| Tab. 4-2 Rozměry žebrovaných trubek VP1 | 41 |
| Tab. 4-3 Přehled vypočtených hodnot VP1 | 47 |
| Tab. 4-4 Rozměry žebrovaných trubek VV | 48 |
| Tab. 4-5 Přehled vypočtených hodnot VV | 54 |
| Tab. 4-6 Rozměry žebrovaných trubek VE3 | 54 |
| Tab. 4-7 Přehled vypočtených hodnot VE3 | 61 |
| Tab. 4-8 Rozměry žebrovaných trubek NP | 62 |
| Tab. 4-9 Přehled vypočtených hodnot NP | 68 |
| Tab. 4-10 Rozměry žebrovaných trubek VE2 | 69 |
| Tab. 4-11 Přehled vypočtených hodnot VE2 | 75 |
| Tab. 4-12 Rozměry žebrovaných trubek VV | 76 |
| Tab. 4-13 Přehled vypočtených hodnot NV | 82 |
| Tab. 4-14 Rozměry žebrovaných trubek NE | 82 |
| Tab. 4-15 Přehled vypočtených hodnot NE | 88 |
| Tab. 4-16 Rozměry žebrovaných trubek VE1 | 89 |
| Tab. 4-17 Přehled vypočtených hodnot VE1 | 95 |
| Tab. 6-1 Volené materiály pro potrubí a oplechování | 97 |
| Tab. 7-1 Rozměry vstupních, výstupních, zaváděcích a převáděcích potrubí | 107 |
| Tab. 9-1 Parametry jednotlivých výhřevných ploch pro zjištění tlakové ztráty | 111 |

Seznam použitých obrázků

| | |
|--|----|
| Obr. 1-1 Schéma řazení výhřevných ploch | 15 |
| Obr. 2-1 Schématické znázornění pilového diagramu..... | 18 |
| Obr. 2-2 Hmotnostní bilance vstřiku | 19 |
| Obr. 3-1 Rozměry žebrovaných trubek VP2 | 29 |
| Obr. 4-1 Schéma rozložení trubek ve VP2 | 39 |
| Obr. 4-2 Rozměry žebrovaných trubek VP1 | 41 |
| Obr. 4-3 Schéma rozložení trubek ve VP1 | 46 |
| Obr. 4-4 Rozměry žebrovaných trubek VV | 48 |
| Obr. 4-5 Schéma rozložení trubek ve VV | 52 |
| Obr. 4-6 Rozměry žebrovaných trubek VE3 | 54 |
| Obr. 4-7 Schéma proudění vody ve VE3 | 56 |
| Obr. 4-8 Schéma rozložení trubek ve VE3 | 60 |
| Obr. 4-9 Rozměry žebrovaných trubek NP | 62 |
| Obr. 4-10 Schéma rozložení trubek v NP | 67 |
| Obr. 4-11 Rozměry žebrovaných trubek VE2 | 69 |
| Obr. 4-12 Schéma proudění vody ve VE2 | 70 |
| Obr. 4-13 Schéma rozložení trubek ve VE2 | 74 |
| Obr. 4-14 Rozměry žebrovaných trubek VV | 76 |
| Obr. 4-15 Schéma rozložení trubek v NV | 80 |
| Obr. 4-16 Rozměry žebrovaných trubek NE | 82 |
| Obr. 4-17 Schéma proudění vody v NE | 84 |
| Obr. 4-18 Schéma rozložení trubek v NE | 87 |
| Obr. 4-19 Rozměry žebrovaných trubek VE1 | 89 |
| Obr. 4-20 Schéma proudění vody ve VE1 | 90 |
| Obr. 4-21 Schéma rozložení trubek ve VE1 | 94 |
| Obr. 5-1 Pilový diagram se skutečnými hodnotami | 96 |

Seznam symbolů a zkratk

| | | |
|-----------------------|-----------------------|---|
| α_{1r} | [W/m ² /K] | součinitel přestupu tepla ze strany spalín |
| α_{2r} | [W/m ² /K] | součinitel přestupu tepla ze strany páry |
| α_K | [W/m ² /K] | součinitel přestupu tepla konvekcí |
| β | [-] | součinitel k určení součinitele efektivnosti žebířků E |
| Δ_{xQ} | [%] | kontrola předaných tepel v dané tlakové části kotle |
| Δi | [kJ/kg] | entalpický spád ve VP2 |
| Δp | [MPa] | tlaková ztráta |
| Δp_C | [Pa] | celková tahová ztráta kotle |
| Δp_C^{DOV} | [Pa] | maximální dovolená tahová ztráta kotle |
| Δp_K | [Pa] | tlaková ztráta v komíně |
| Δp_{MK} | [Pa] | místní tlakové ztráty v komíně |
| Δp_{TK} | [Pa] | tlaková ztráta třením v komíně |
| Δp_{VK} | [Pa] | vztlak komína |
| Δp_Z | [Pa] | tlaková ztráta svazku trubek dané teplosměnné plochy |
| ΔQ | [%] | kontrola skutečného předaného tepla |
| ΔQ_{XP} | [kW] | rozdíl tepel předaných páře v dané tlakové části kotle |
| Δt_{LN} | [K] | střední logaritmický teplotní spád |
| Δt_N | [°C] | teplotní rozdíl mezi ekonomizérem a výparníkem – nedohřev |
| Δt_{SP} | [°C] | teplotní rozdíl mezi spalínami a výparníkem – pinchpoint |
| Δt_{TP} | [°C] | teplotní přírůstek pro danou teplosměnnou plochu |
| Δt_Z | [°C] | přírůstek teploty pro výpočet střední teploty povrchu stěny |
| ΔT | [°C] | kontrola skutečné teploty |
| ε | [-] | součinitel zanesení žebířků |
| λ_K | [W/m/K] | součinitel tření v komíně |
| λ_p | [W/m/K] | součinitel tepelné vodivosti páry |
| λ_{SP} | [W/m/K] | součinitel tepelné vodivosti spalín |
| $\lambda_{\bar{z}}$ | [W/m/K] | součinitel tepelné vodivosti žebířků |
| μ | [-] | součinitel rozšíření žebra |
| μ_p | [Pa·s] | součinitel dynamické viskozity páry |
| ν_p | [m ² /s] | součinitel kinematické viskozity páry |
| ν_s | [m ² /s] | součinitel kinematické viskozity spalín vztážený na střední teplotu stěny |
| ν_{SP} | [m ² /s] | součinitel kinematické viskozity spalín |
| ρ_{SP} | [kg/m ³] | hustota spalín |
| ρ_X | [kg/m ³] | hustota určité sloučeniny ve spalínách |
| ξ | [-] | součinitel tlakové ztráty pro svazek žebrovaných trubek |
| ξ_{IN}, ξ_{OUT} | [-] | místní ztráta vstupem a výstupem z komína |
| σ_1 | [-] | poměrná příčná rozteč |
| σ'_2 | [-] | poměrná úhlopříčná rozteč |

| | | |
|----------------------|-----------------------|---|
| φ_σ | [-] | parametr určující uspořádání trubek ve svazku |
| ψ_z | [-] | součinitel nerovnoměrného rozložení přestupu tepla po povrchu žebra |
| a | [m] | mezitrubková (mezižební) vzdálenost |
| C | [-] | konstanta zohledňující druh paliva kotle |
| c_z | [-] | Součinitel zohledňující počet podélných řad |
| d | [m] | vnitřní průměr potrubí |
| d_B | [m] | vnitřní průměr bubnu |
| d_e | [m] | ekvivalentní průměr |
| d_K | [m] | střední průměr komína |
| D | [m] | vnější průměr potrubí |
| D_B | [m] | vnější průměr bubnu |
| D_z | [m] | vnější průměr potrubí s žebry |
| E | [-] | součinitel efektivnosti žeber |
| h_P | [m] | přibližná výška oběhového okruhu |
| h_z | [m] | výška žeber |
| H_K | [m] | výška komína |
| i_X | [kJ/kg] | entalpie bodu pilového diagramu na straně média |
| I_{SP}^t | [kJ/m ³] | entalpie spalín pro danou teplotu |
| I_X^t | [kJ/m ³] | entalpie určité sloučeniny ve spalínách a pro danou teplotu |
| I_X | [kJ/m ³] | Entalpie spalín v bodech pilového diagramu |
| k | [W/m ² /K] | součinitel prostupu tepla |
| k_0, k_1, k_2, k_3 | [-] | součinitele závislé na uspořádání trubek |
| l | [m] | výška spalínového kanálu |
| l_B | [m] | délka bubnu |
| \dot{m} | [kg/s] | hmotnostní průtok spalín |
| M_{SP} | [m ³ /s] | objemový průtok spalín |
| M_{XP} | [kg/s] | výkon jedné z tlakových částí kotle (hmotnostní průtok páry) |
| n_{TR} | [-] | počet trubek v jedné podélné řadě |
| n_P | [-] | počet převáděcích trubek |
| n_{RAD} | [-] | počet podélných řad |
| n_Z | [-] | počet zavodňovacích trubek |
| n_z | [-] | počet žeber na metr délky trubky |
| p_B | [MPa] | tlak bubnu |
| Pr | [-] | Prandtlovo číslo |
| p_X | [MPa] | tlak bodu pilového diagramu na straně média |
| p_{X-Y} | [MPa] | střední hodnota tlaku |
| Re_s | [-] | Reynoldsovo číslo vztažené na střední teplotu povrchu stěny |
| Q_A | [MW] | maximální využitelný tepelný výkon |
| Q_{zs} | [MW] | ztráta sáláním |

| | | |
|--------------------|------------------------|---|
| Q_X | [kW] | teplo předané v dané výhřevné ploše |
| Q_{X-Y} | [kW] | teplo dodané mezi určitými body pilového diagramu |
| s_I | [m] | příčná rozteč |
| s_2 | [m] | podélná rozteč |
| S_{KAN} | [m ²] | průtočný průřez spalínového kanálu |
| S_{RAD} | [m ²] | teplosměnná plocha v jedné podélné řadě trubek |
| S_{SP} | [m ²] | vnější teplosměnná plocha |
| S_{OS} | [m ²] | průtočný průřez všech varných trubek |
| S_{OZ} | [m ²] | průtočný průřez všech převáděcích trubek |
| S_{OZ} | [m ²] | průtočný průřez všech zavodňovacích trubek |
| S_P | [m ²] | celkový průřez trubek |
| S_{1m} | [m ²] | vnější povrch potrubí délky 1 m |
| S_{2m} | [m ²] | vnitřní povrch potrubí délky 1 m |
| $S_{1ž}$ | [m ²] | povrch jednoho žebra |
| $s_ž$ | [m] | rozteč žeber |
| $S_ž/S$ | [-] | podíl výhřevných ploch žeber a celkové plochy ze strany spalín |
| S_H/S | [-] | podíl plochy části trubky bez žeber a celkové plochy ze strany spalín |
| $š$ | [m] | šířka spalínového kanálu |
| t, t_i | [m] | tloušťka stěny potrubí |
| t_B | [m] | tloušťka stěny bubnu |
| t_M | [°C] | střední teplota chladicího média dané teplosměnné plochy |
| t_{NV} | [°C] | teplota napájecí vody |
| t_s | [°C] | vstupní teplota spalín |
| $t_{TP}^{VZTAŽ}$ | [°C] | vztažná teplota pro danou teplosměnnou plochu |
| $t_ž$ | [m] | tloušťka žeber |
| t_X | [°C] | teplota bodu pilového diagramu na straně média |
| t_{X-Y}, T_{X-Y} | [°C] | střední hodnota teploty |
| T_X | [°C] | teplota bodu pilového diagramu na straně spalín |
| t_Z | [°C] | střední teplota povrchu stěny |
| V_B | [°C] | objem kotlové vody v bubnu |
| v_{X-Y} | [m ³ /kg] | střední hodnota měrného objemu v dané výhřevné ploše |
| w_K | [m/s] | střední rychlost proudění spalín v komíně |
| w_P | [m/s] | rychlost proudění páry |
| w_{SP} | [m/s] | rychlost proudění spalín |
| x_X | [%] | objemový podíl určité sloučeniny ve spalínách |
| z_B | [kg/s/m ³] | zatížení bubnu |
| $z_B^{BĚŽNÉ}$ | [kg/s/m ³] | běžné zatížení bubnu |
| z_S | [-] | poměrná ztráta sáláním |

Zkratky:

| | |
|------------|---|
| 1-9..... | body pilového diagramu ze strany chladícího média vysokotlaké části kotle |
| 11-15..... | body pilového diagramu ze strany chladícího média nízkotlaké části kotle |
| A-J | body pilového diagramu ze strany spalin |
| IN..... | vstupní/vstup |
| N | nízkotlaký/nízkotlak |
| NE..... | nízkotlaký ekonomizér |
| NP | nízkotlaký přehřívák |
| NV | nízkotlaký výparník |
| OUT | výstupní/výstup |
| P..... | převáděcí |
| SKUT..... | skutečný |
| V | vysokotlaký/vysokotlak |
| VE1..... | vysokotlaký ekonomizér 1 |
| VE2..... | vysokotlaký ekonomizér 2 |
| VE3..... | vysokotlaký ekonomizér 3 |
| VP1 | vysokotlaký přehřívák 1 |
| VP2 | vysokotlaký přehřívák 2 |
| VV | vysokotlaký výparník |
| Z..... | zavodňovací |

Seznam příloh

Příloha č. 1 Výkres kotle na odpadní teplo